



**JORGE DUARTE
MACHADO TAVARES**

**PROJETO DE MÁQUINA DE ENSAIOS BIAXIAIS DE
100 KN**



**JORGE DUARTE
MACHADO TAVARES**

**PROJETO DE MÁQUINA DE ENSAIOS BIAXIAIS DE
100 KN**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica de António Manuel de Bastos Pereira, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e de Luís Manuel Pires Martins de Abreu do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O presente projeto contém a definição de todos os elementos necessários para a construção de uma nova Máquina de Ensaio Biaxial, para o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro. São corrigidas algumas das fragilidades da Máquina de Ensaio Biaxial que existe atualmente, de agora em diante MEB base, e é aumentada a capacidade de carga admissível para a realização de ensaios biaxiais, mantendo o método de funcionamento da MEB base.

O júri

presidente

Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo

Professor associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Prof. Doutor Fábio Jorge Pereira Simões

Professor Adjunto do Instituto Politécnico de Leiria da Escola Superior de Tecnologia e Gestão

Prof. Doutor António Manuel de Bastos Pereira

Professor auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

agradecimentos

Começo por agradecer ao meu orientador o Professor Doutor António Manuel de Bastos Pereira que durante todo este semestre disponibilizou a sua ajuda, sugestões e métodos importantes para a realização desta dissertação.

Aos meus pais, avó e demais familiares que tiveram um papel imprescindível no apoio que me deram ao longo de toda a minha etapa académica. Sem eles nunca teria chegado tão longe.

À minha namorada pelo suporte, apoio e incentivo prestados sempre que necessário.

Aos meus amigos, alguns deles essenciais na realização deste trabalho, pela amizade, ajudas prestadas e discussões saudáveis que tornaram possível levar este trabalho a bom porto.

Ao coorientador Professor Doutor Luís Manuel Pires Martins de Abreu, peça fundamental na conclusão da presente dissertação, por ter fornecido vários materiais, equipamentos e conhecimentos imprescindíveis para a realização deste trabalho.

Por fim à Universidade de Aveiro e ao Departamento de Engenharia Mecânica pela forma como me receberam e pelas condições que me proporcionaram na minha formação.

palavras-chave

Projeto Mecânico; Máquina de Ensaio; Ensaio Biaxial; Célula de Carga; Provet Cruciforme; Ensaio em Polímeros; Amarra; Dimensionamento; Projeto; Análise por Elementos Finitos

resumo

O objetivo principal do presente trabalho consistiu na realização de um projeto mecânico com vista à construção da próxima Máquina de Ensaio Biaxial de tração e compressão cruzada, que irá equipar o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro. Os ensaios de compressão e tração cruzada têm adquirido grande relevância na caracterização do comportamento mecânico dos materiais.

Numa fase inicial, é feita uma revisão bibliográfica sobre os diversos métodos e equipamentos existentes para ensaios biaxiais. De seguida deu-se início à fase de projeto mecânico. Tendo por base a Máquina de Ensaio Biaxial que atualmente opera no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro, procedeu-se ao redimensionamento, seleção e montagem de todos os componentes. O processo de seleção foi validado através de análises de elementos finitos realizadas aos vários componentes mecânicos e estruturais, que se afiguraram como mais críticos no desenvolvimento do projeto.

keywords

Mechanical Project; Testing Machine; Biaxial Tests; Load Cell; Cruciform Specimen; Polymers testing; Grip; Scaling; Project; Finite Element Analysis

abstract

The main goal of this essay is to execute the mechanical project that supports the construction of the next Biaxial Testing Machine of crossed tension and compression, that will equip the Mechanical Engineering department at University of Aveiro. Crossed tension and compression tests have acquired great importance in material mechanical behaviour characterization.

After a literature review about the various methods and existing equipment for biaxial testing is complete, the mechanical project stage can start.

Based on the Biaxial Testing Machine that currently operates in the Mechanical Engineering department at University of Aveiro, sizing, selection and assembling of every component were made.

The selection process was validated through finite element analyses performed on the various mechanical and structural components, which seemed to be more critical in the development of the project.

Conteúdo

Lista de Figuras.....	III
Lista de Tabelas	V
1. Objetivo e organização do projeto.....	1
2. Enquadramento da MEB e suas variantes	3
2.1 Cargas biaxiais	4
2.2 Máquinas de ensaios biaxiais atualmente existentes	5
2.3 Diretiva Máquinas	9
3. Percepção geral da MEB base	13
3.1 Principais componentes da MEB base	13
3.2 Modo de operação mecânica.....	14
3.3 Lacunas e pontos a melhorar	14
4. Projeção e seleção dos componentes para construir a nova MEB	15
4.1 Amarras	17
4.2 Células de carga.....	18
4.3 Guias dos carros	18
4.4 Carros	21
4.4.1 Porca de esferas	23
4.4.2 Casquilhos das guias dos carros	24
4.4.3 Tubo Mecânico.....	26
4.4.4 Desenvolvimento da Chapa anterior e posterior dos carros	27
4.4.5 Chapas de Reforço dos carros.....	32
4.4.6 Estrutura para a célula de carga.....	34
4.4.7 Pormenores finais dos carros.....	36
4.5 Estrutura Base	37
4.5.1 Definição do comprimento e altura da janela da estrutura.....	38
4.5.2 Definição da largura	39
4.6 Dimensionamento dos apoios dos motores	46
4.6.1 Rolamento de apoio do fuso	47
4.6.2 Porca de eixos	47
4.6.3 Arruela de Segurança	48
4.6.4 Dimensões gerais do fuso	49

4.6.5 Dimensionamento do conjunto motor - redutor passo a passo.....	52
4.6.6 Dimensionamento detalhado do fuso.....	59
4.6.7 Dimensionamento do espaço para o rolamento	60
4.6.8 Dimensionamento da estrutura de apoio do motor	61
4.6.9 Aumento da Inércia do apoio.....	63
4.6.10 Dimensionamento das Ligações aparafusadas dos apoios dos motores.....	70
4.7 Peças secundárias	72
4.8 Montagem de todo o sistema e correção de dimensionamentos.....	73
4.9 Demonstração da nova MEB montada	78
4.9.1 Especificações da nova MEB	79
5. Fornecimento da lista do material necessário para montagem de todo o sistema.	81
6. Conclusão	83
7. Referências.....	85
8. Anexos Técnicos	87

Lista de Figuras

Figura 1 - Comportamento típico de materiais sob combinação de tensões normais [2]	3
Figura 2 – Ensaio “fora do plano” - Teste por flexão com punção (esquerda) e pressão hidrostática (direita) [1]	4
Figura 3 - Movimentação do centro do provete quando incorretamente solicitado (a) e corretamente solicitado (b) [6]	5
Figura 4 - Máquina biaxial de Boehler e restantes [7]	6
Figura 5 - Máquina biaxial de Kuwabara e restantes [14].....	7
Figura 6 - Verificação do movimento não linear da rótula (esquerda) e mecanismo biaxial da Universidade de Tecnologia de Eindhoven (direita) [1].....	7
Figura 7 - Máquina de ensaios biaxiais existente no DEM-UA até 100 kN [11]	8
Figura 8 - Máquina de ensaios biaxiais existente no DEM-UA para ensaios até 10kN [14].....	9
Figura 9 - MEB de 10kN com Referências	13
Figura 10 - Local do apoio do motor onde se verifica a flexão da chapa.....	14
Figura 11 - Vista Perfil Amarra Shimadzu MWG-100kNA [16]	17
Figura 12 – Exemplo da Célula de carga a utilizar.....	18
Figura 13 - Ilustração da carga exercida nas guias dos carros. “o” corresponde à origem do referencial e as restantes variáveis estão descritas na Tabela 3	19
Figura 14 - Janela de visualização 300x300 mm	21
Figura 15 - Vista de cima do conjunto de Guias dos Carros e distância entre as guias horizontais	22
Figura 16 – Vista de cima do conjunto de Guias dos Carros e distância entre os eixos das Guias dos carros verticais	22
Figura 17 - Ilustração da porca de esferas NBS VFU5010 [20].....	24
Figura 18 - Indicação INA para deslocamento linear do casquilho [17].....	25
Figura 19 - Ilustração da força aplicada na chapa do carro	28
Figura 20 - Exemplar da Chapa anterior dos carros	31
Figura 21 - Exemplar da chapa posterior dos carros para suportar a amarra (esquerda) e para suportar célula carga (direita).....	31
Figura 22 - Chapa reforço dos carros	34
Figura 23 – Carro com apoio de célula de carga	35
Figura 24 - Teste do carro do eixo horizontal à tração – 100 kN	36
Figura 25 - Ensaio do carro do eixo vertical YY à compressão - 100 kN.....	37
Figura 26 - Verificação das dimensões dos elementos montados no eixo	38
Figura 27 - Vista de cima do conjunto de carros montados.....	39
Figura 28 - Estrutura do quadrado final no software Robot Structural Analysis da Autodesk.....	41
Figura 29 - Estrutura com quadrados ligados sem suportes dos apoios do motor	44
Figura 30 - Estrutura do quadrado já com suportes para apoios dos motores	45
Figura 31 - Estrutura base final	45
Figura 32 - Esquema adaptado da montagem dos subcomponentes do apoio do motor. 1 – Apoio do motor, 2 – Fuso, 3 – Chapa posterior de fixação do rolamento, 4 – Carro, 5 – Porca de esferas, 6 – Rolamento	46
Figura 33 - Esboço do formato do fuso SR5010.....	49

Figura 34 - Vista em pormenor da rosca do fuso SR5010	50
Figura 35 - Relação Velocidade/Binário num motor passo a passo	52
Figura 36 - Várias vistas do acoplamento motor/redutor.....	58
Figura 37 - Vistas da adaptação para apoiar o motor ao redutor.....	58
Figura 38 - Vista de corte do furo para o encaixe do veio do fuso no redutor U75 [19]	59
Figura 39 - Esquema adaptado da montagem dos componentes no espaço para o rolamento.....	60
Figura 40 – Espaço para o rolamento (esquerda), Tampa do caixilho (centro) e Apoio vedante redutor (direita)	61
Figura 41 - Chapa inicial para apoio do motor	62
Figura 42 - Referência de deslocamento do apoio do motor	63
Figura 43 – Resultados do primeiro design dos apoios dos motores	65
Figura 44 - Vistas do segundo design dos apoios dos motores	65
Figura 45 - Resultados do segundo design dos apoios dos motores	66
Figura 46 - Vistas do terceiro design dos apoios dos motores	67
Figura 47 - Resultados do terceiro design dos apoios dos motores	67
Figura 48 - Instalação do apoio do motor com a face lisa virada para a estrutura.....	68
Figura 49 - Resultados do design final dos apoios dos motores.....	69
Figura 50 - Esboço das reações nos parafusos que sustentam os apoios dos motores.....	71
Figura 51 -Vista frontal do redutor SITI U75 [19]	72
Figura 52 - Adaptador apoio de motor / redutor U75	72
Figura 53 - Apoio vídeo-extensómetro montado.....	73
Figura 54 - Esquema das reações existentes nas Guias dos Carros - caso barra bi-encastrada com força pontual aplicada no meio. "C" (Tabela 41 em metros) e "W" (Tabela 5 em N)	74
Figura 55 - Demonstração da montagem das Guias dos Carros	74
Figura 56 - Molduras da estrutura base atualmente construídas no DEM-UA.....	77
Figura 57 - Vista de frente da montagem do sistema da nova MEB 100 kN.....	78
Figura 58 - Vista diagonal da nova MEB 100 kN.....	79

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Principais dimensões da Amarra MWG-100kNA	17
Tabela 2 - Dimensões da Célula de Carga XL8111-10T	18
Tabela 3 - Definição das Guias dos carros para a primeira iteração	19
Tabela 4 - Resultados da primeira iteração para o dimensionamento das Guias dos carros	20
Tabela 5 - Definição das Guias dos carros para a segunda iteração	20
Tabela 6 – Resultados da segunda iteração (Tabela 5) para o dimensionamento Guias dos Carros	20
Tabela 7 - Especificações do conjunto porca-fuso NBS [20]	23
Tabela 8 - Variáveis para calcular o comprimento máximo do Casquilho INA P1	25
Tabela 9 - Determinação do comprimento mínimo do casquilho das Guias dos carros	25
Tabela 10 - Seleção dos casquilhos para as guias dos carros [17]	26
Tabela 11 - Seleção do tubo mecânico para os Carros [21]	26
Tabela 12 - Definição das Chapas dos carros para a primeira iteração	28
Tabela 13 - Resultados da primeira iteração para o dimensionamento das chapas dos carros	29
Tabela 14 - Definição das chapas dos carros para a segunda iteração	29
Tabela 15 - Resultados da segunda iteração para o dimensionamento das chapas dos carros	30
Tabela 16 - Dimensões das chapas de reforço dos carros	33
Tabela 17 - Legenda da Figura 23	36
Tabela 18 - Legenda da Figura 26	38
Tabela 19 - Restrições aos nós do quadrado para simulação no Software Robot Structural Analysis	42
Tabela 20 - Definição das características das barras do quadrado no Software Robot Structural Analysis	42
Tabela 21 - Resultados dos deslocamentos nodais no quadrado com perfis IPE120	43
Tabela 22 - Resultados dos deslocamentos nodais no quadrado com perfis IPE200	43
Tabela 23 – Resultados dos deslocamentos nodais no quadrado com perfis IPE200 e IPE120 nas barras diagonais	44
Tabela 24 - Especificações da porca de eixo KM8 [24]	48
Tabela 25 - Especificações da arruela de segurança MB8 [24]	49
Tabela 26 - Especificações do Vedante do Rolamento - Lado Carro [22]	50
Tabela 27 - Especificações do Vedante do Rolamento - Lado Redutor [22]	51
Tabela 28 - Dados Gerais para cálculo do binário necessário para movimentar o sistema fuso-porca a 100kN	53
Tabela 29 - Resultado da aplicação da Equação (21)	54
Tabela 30 - Especificações do motor bipolar passo a passo [18]	54
Tabela 31 - Especificações técnicas do funcionamento do redutor SITI U75 [19], sendo “i” o fator de redução, “n1” a velocidade de entrada no redutor em rpm, “n2” a velocidade de saída do redutor em rpm, “M2” o momento máximo à saída em Nm, “kW1” a potência máxima à entrada do redutor em kW, “HP1” a potência máxima à entrada do redutor em Cv e “RD” o rendimento do redutor.	55
Tabela 32 - Dados necessários para calcular o fator de redução do redutor da nova MEB	55

Tabela 33 - Resultado da aplicação da Equação (22) com os dados da Tabela 32 - Fator de redução do redutor	56
Tabela 34 - Dados para determinar a força de aperto a aplicar pela ligação aparafusada da união de veios	56
Tabela 35 - Resultado da força de aperto das ligações aparafusadas ao veio do motor.....	57
Tabela 36 - Dados necessários para certificar a chaveta do Fuso ao corte	59
Tabela 37 - Resultados da Tensão de corte na chaveta do fuso – Equação (25)	60
Tabela 38 - Especificações do apoio do motor utilizado.....	69
Tabela 39 - Definição das condições dos parafusos M20 que suportam o apoio do motor.....	71
Tabela 40 - Resultados do comportamento dos parafusos que suportam os apoios dos motores	71
Tabela 41 – Dimensões e peso final das Guias dos Carros.....	74
Tabela 42 - Dados conhecidos dos parafusos das Guias dos carros para determinar a sua Área de Superfície.....	76
Tabela 43 - Resultados do dimensionamento ao corte da fixação por parafusos das Guias dos Carros	76
Tabela 44 - Especificações da nova MEB para 100 kN	79
Tabela 45 - Componentes Estruturais	81
Tabela 46 – Lista de Componentes para aplicação direta.....	81
Tabela 47 - Lista de materiais a encomendar para posterior maquinaria nas instalações do DEM-UA.....	82

1. Objetivo e organização do projeto

Esta dissertação tem como finalidade o desenvolvimento de um projeto mecânico para a posterior construção e colocação em funcionamento de uma nova Máquina de Ensaio Biaxial, de agora em diante MEB, para o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro, de agora em diante DEM-UA.

A necessidade de efetuar uma melhor caracterização ao nível de ensaios mecânicos dos materiais, nas próprias instalações da Universidade de Aveiro, foi a principal motivação deste projeto.

As seguintes condicionantes são os pilares em que assenta todo este trabalho.

Condicionantes primárias:

1. Capacidade de sustentação de 100kN por eixo.
2. Área útil interna de 300x300mm para a colocação de provetes e posterior visualização do processo de compressão ou tração dos provetes a testar.
3. Aumentar a precisão face ao modelo atual.
4. Assegurar uma fácil utilização da MEB.
5. Utilizar o mesmo processo de funcionamento da MEB existente atualmente no DEM-UA.

Condicionantes secundárias:

1. Assegurar fiabilidade do equipamento.
2. Otimizar os custos de manutenção do equipamento.
3. Reduzir ao máximo os custos de produção do equipamento.

De seguida sumarizam-se os principais pontos nos quais a organização do documento assentou, sendo estes:

1. Organização do projeto.
2. Entender o enquadramento da MEB no contexto atual e quais as suas variantes.
3. Perceção do funcionamento da MEB atualmente existente, quais os seus principais componentes e lacunas.
4. Projetar as peças necessárias para construir a MEB, recorrendo aos equipamentos disponíveis no DEM-UA e realizar ensaios computacionais para validar o projeto mecânico da MEB.
5. Fornecer os dados necessários aos alunos da unidade curricular de Tecnologias de Processos de Ligação que vão auxiliar na montagem de todo o sistema.

2. Enquadramento da MEB e suas variantes

Num mercado globalizado torna-se crucial para qualquer atividade que conceba bens, otimizar o seu processo produtivo. Uma variável cuja manipulação pode fazer baixar eficazmente o preço final de um produto são os materiais utilizados no mesmo. Tal como esta, existem outras razões para se procurar alcançar a redução do uso de materiais sem comprometer a qualidade do produto, como por exemplo o impacto ambiental [1].

Conhecendo em profundidade o material é possível otimizar o seu uso [1], contribuindo para dimensionamentos mais assertivos com margens de segurança reforçadas e uma economia do material utilizado, cuja consequência se traduzirá numa redução de desperdício.

Os materiais podem ser solicitados de várias formas. A tipologia das solicitações irá gerar diferentes tensões que podem surgir separadamente ou de forma combinada. Por exemplo, nos ensaios de tração / compressão cruzada, as tensões obtidas nos corpos de prova podem ser as ilustradas na Figura 1.

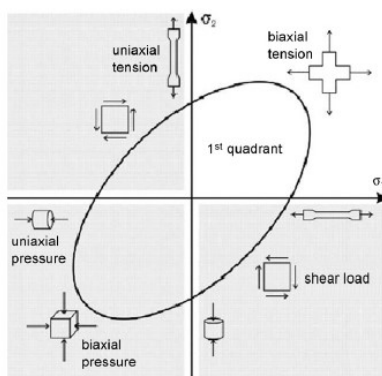


Figura 1 - Comportamento típico de materiais sob combinação de tensões normais [2]

O método mais comum para determinar as capacidades mecânicas dos materiais são os ensaios uniaxiais [2], em que o provete é testado num único eixo, em tração ou compressão.

Os ensaios multiaxiais aparecem para satisfazer a nova necessidade que consiste em verificar o comportamento dos materiais sob várias tensões em simultâneo. Esta nova funcionalidade irá permitir conhecer em realismo o comportamento mecânico de determinado material [1]. O principal inconveniente deste tipo de testes está relacionado com a dificuldade de execução e respetiva análise de dados.

Dado que a qualidade e fiabilidade dos dados obtidos superam a complexidade de execução e preparação de um ensaio sob tensões biaxiais, estes testes têm adquirido uma grande importância prática e teórica [4].

2.1 Cargas biaxiais

Num carregamento biaxial como, por exemplo, de tração / compressão cruzada, as forças aplicadas ao corpo de prova trabalham em duas direções num volume bastante pequeno [1]. As tensões geradas no provete em cada uma das direções, podem ser calculadas dividindo a força pela área em que está a atuar. O facto de ser uma análise que trabalha sobre dois eixos torna a tarefa de determinar a área em que as forças estão a atuar bastante mais difícil [1] e consequentemente dificulta o cálculo das tensões.

Em relação aos ensaios biaxiais existem duas variantes referentes ao plano de deformação nas quais os vários sistemas existentes se baseiam, sendo estas os testes “fora” e “no” plano de deformação [1].

Normalmente os testes “fora do plano” são efetuados por sistemas em que só existe uma força para deformar os provetes. Nesta categoria inserem-se os ensaios como o de tubos de parede fina, de flexão com punção, e de pressão hidrostática [1]. Nos dois últimos ensaios mencionados, ilustrados na Figura 2, a forma como o provete é pressionado, leva a uma deformação e rotura do material descontrolada. É de notar que no ensaio por pressão hidrostática existe uma dificuldade acrescida no controlo da força do ensaio.

As grandes vantagens deste tipo de testes é a sua facilidade de aplicação e a possibilidade de, no caso do teste de flexão com punção (Figura 2 – esquerda), poderem ser estudados efeitos do coeficiente de fricção durante a deformação [1].

As suas principais lacunas são:

- A existência de um gradiente de tensões através da espessura dos provetes [5].
- No caso dos tubos, a dificuldade em fabricar tubos de alguns materiais [5].
- A existência de um regime elástico pouco previsível em situações em que são aplicadas forças de torção [5].
- As formas tubulares podem não representar corretamente as formas planares [5].

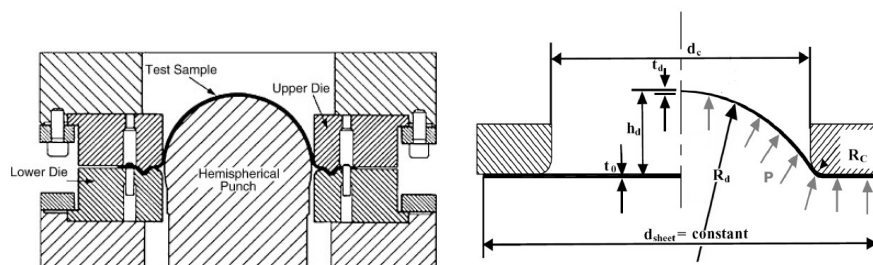


Figura 2 – Ensaios “fora do plano” - Teste por flexão com punção (esquerda) e pressão hidrostática (direita) [1]

Já nos “testes no plano” podemos encontrar ensaios em que cargas de tração ou compressão são combinadas em cargas axiais perpendiculares em provetes cruciformes [5]. Para este ser válido, é necessário cumprir alguns requisitos [6] tais como:

- região uniforme de tensões no centro do provete
- rotura deve ocorrer na zona central do provete e não nos seus braços.
- fixar o centro do provete durante o ensaio

Numa fase posterior, verificou-se que com a movimentação de dois braços não seria possível manter a imobilidade do centro do provete (Figura 3-a). Para que este requisito seja satisfeito é necessário movimentar quatro braços (um em cada lado), sendo que em cada eixo, os dois braços se devem movimentar à mesma velocidade em direções opostas [6].

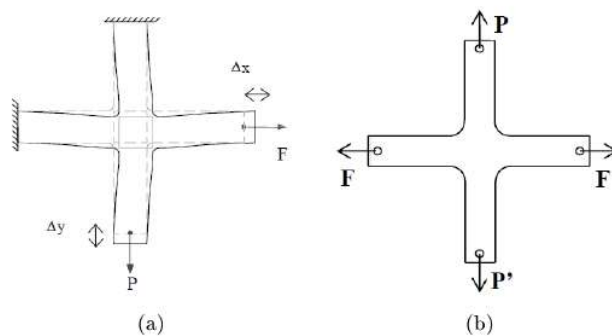


Figura 3 - Movimentação do centro do provete quando incorretamente solicitado (a) e corretamente solicitado (b) [6]

2.2 Máquinas de ensaios biaxiais atualmente existentes

Com uma preocupação crescente em ver os custos de produção diminuir, muitos foram os interessados que colocaram as “mãos-à-obra” e desenvolveram equipamentos de ensaios biaxiais que permitissem retirar informação mais adequada sobre o comportamento dos materiais.

Ao longo da história foram desenvolvidos vários tipos de máquinas, sendo a sua principal diferença visível através da sua forma de atuação, umas conseguiam atuar de forma autónoma e outras não [2].

Em 1967, Shiratori e Ikegami [9] criaram uma máquina que, através de atuadores hidráulicos que proporcionavam uma força de 50kN, tracionava ou comprimia o provete. Pegando neste conceito, Makinde e outros interessados [8] desenvolveu uma máquina idêntica, mas com a ajuda de atuadores servo-hidráulicos em cada eixo alimentados pelo mesmo canal hidráulico conseguiram controlar (em malha fechada) a movimentação sincronizada dos braços da MEB. Com este incremento foi possível assegurar a imobilidade do centro do provete. Para medirem a força exercida em cada um dos lados do provete utilizaram quatro células de carga que mediam a força em ambas as direções ao longo de todos os testes [8].

Anos depois, Boehler conjuntamente com outros interessados [9], baseando-se no modelo anteriormente apresentado, desenvolveu um equipamento com um princípio de operação com o provete idêntico, mas com um acionamento por parafusos sem-fim (Figura 4). Em conjunto com motores elétricos DC, passou a ser possível controlar de forma exata a velocidade a que o ensaio iria ocorrer. Para posicionar rapidamente as amarras antes do ensaio, foram instalados quatro motores AC. O facto de este modelo utilizar uma estrutura octogonal permite um fácil acesso à área de operação em que se pode fazer a manutenção e colocação do provete.

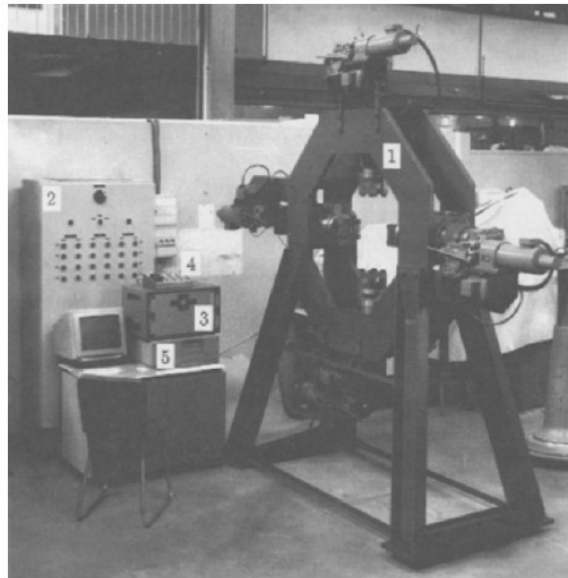


Figura 4 - Máquina biaxial de Boehler e restantes [7]

Numa fase posterior, foi a vez de Kuwabara e outros [10] apresentarem uma máquina (Figura 5) baseada no mesmo modelo de Makinde já apresentado. Esta possuía um tipo de pantógrafo que obrigava a que os eixos opostos se movessem em direcções opostas à mesma velocidade, evitando o deslocamento do centro do provete. Para medir as forças aplicadas no centro foram aplicadas duas células de carga (uma em cada eixo).

Apesar das máquinas anteriormente apresentadas não atuarem de forma autónoma, veem o seu custo de desenvolvimento bastante reduzido em relação às suas concorrentes. Estes dispositivos pecam essencialmente pela baixa carga que conseguem induzir aos provetes. A colocação de um vídeo-extensómetro é bastante complexa tendo em conta que na maior parte dos casos o centro do provete se desloca enquanto este é testado. O motivo pelo qual estes dispositivos começaram a ser utilizados foi a capacidade de medirem, apoiados por softwares próprios para o efeito, as deformações do provete. Esta ação é feita registando ao longo do ensaio coordenadas de vários pontos do provete [14], fornecendo os dados necessários para que se calculem as áreas em determinadas secções do provete que posteriormente servirão para obter os valores da tensão sofrida pelo mesmo.

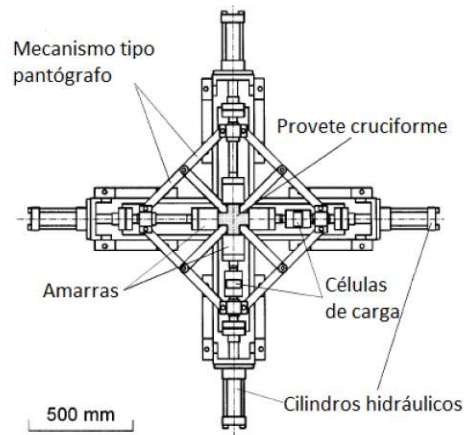


Figura 5 - Máquina biaxial de Kuwabara e restantes [14]

Uma tipologia que segue o mesmo princípio de funcionamento que as anteriores é o dispositivo desenvolvido na Universidade de Tecnologia de Eindhoven, que trabalha igualmente com provetes cruciformes. Aplicando uma força num terceiro eixo e utilizando uma estrutura com tirantes e quatro rótulas, consegue aplicar uniformemente forças no provete cruciforme de forma precisa. Para visualizar todo o processo com um vídeo-extensómetro é criada uma abertura numa das extremidades do mecanismo. A maior lacuna deste equipamento é o uso de rótulas, cujo resultado é a incapacidade de transformar o movimento vertical do teste de tensão/compressão uniaxial (setas azuis, Figura 6 - direita) em movimento horizontal. Observando a Figura 6 (esquerda) é evidente que a velocidade linear do teste de tensão/compressão (setas azuis, Figura 6 – direita) vai ser transformada em velocidade angular nas rótulas sendo esta velocidade dependente do ângulo que percorreu no seu percurso e do tempo em que este foi percorrido. Porém, para pequenos deslocamentos o movimento é aproximadamente linear podendo, nestes casos, descrever os deslocamentos com relativa precisão [1].

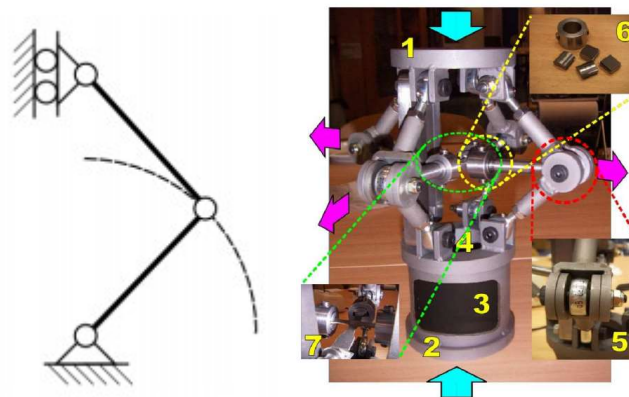


Figura 6 - Verificação do movimento não linear da rótula (esquerda) e mecanismo biaxial da Universidade de Tecnologia de Eindhoven (direita) [1]

No DEM-UA já havia sido construída uma máquina de ensaios biaxiais (Figura 7), com aplicação sobretudo em ensaios de provetes cruciformes de compósitos reforçados por fibras [12]. O funcionamento daquela é baseado num único atuador hidráulico e permite a realização de ensaios biaxiais com combinações diferentes de tração e de compressão, utilizando cunhas que transformam o movimento vertical do atuador em movimento horizontal. O facto do atuador ser controlado manualmente através de uma válvula manual e de um regulador de pressão [12] acabou por se tornar no maior limitador desta máquina.



Figura 7 - Máquina de ensaios biaxiais existente no DEM-UA até 100 kN [11]

Para começar, a velocidade de ensaio não conseguia ser precisa. O facto de a máquina ser um sistema muito compacto não facilitou nem a manipulação dos provetes, nem a colocação do vídeo-extensómetro, nem o fornecimento das condições exigidas por este dispositivo para uma boa captação de imagem.

A MEB que surgiu anos depois da anterior no DEM-UA (Figura 8), foi criada com o objetivo de ensaiar materiais poliméricos. Apesar da sua baixa capacidade em cada eixo, é capaz de extrair resultados com precisão. É nesta máquina que este projeto se vai basear, de agora em diante designada por “MEB base”.



Figura 8 - Máquina de ensaios biaxiais existente no DEM-UA para ensaios até 10kN [14]

Para desenvolver uma nova máquina, achou-se relevante saber quais são as normas que existem em redor destes equipamentos, sendo a mais significativa a diretiva máquinas, que pode acrescentar melhorias ao equipamento que se propõe desenvolver.

2.3 Diretiva Máquinas

A diretiva 2006/42/CE de 17 de Maio, executada pela União Europeia, visa regular a segurança de máquinas, dentro de todo o mercado Europeu. Em Portugal é executada através do Decreto-Lei 103/2008 de 24 Junho (diretiva 2006/42/CE (PT), 2006) e essencialmente indica que os Estados-Membros são responsáveis por assegurar, no seu território, a aplicação eficaz desta diretiva que visa melhorar o nível de segurança das máquinas. Devem igualmente vigiar o mercado em permanência, segundo orientações da Comissão Europeia, para que esta diretiva seja aplicada eficazmente [13].

Esta define de uma forma abrangente requisitos de saúde e de segurança mas, dependendo da aplicação da máquina, podem ser especificados outros requisitos. É também definido que os fabricantes são totalmente responsáveis pela certificação das suas máquinas, sendo que nos casos em que o equipamento apresenta um risco elevado de operação, o processo de certificação é mais exigente. Estes devem igualmente realizar avaliações de riscos em relação à máquina que desejam comercializar [13].

As disposições desta diretiva aplicam-se a produtos da seguinte tipologia:

- Máquinas;
- Equipamento intermutável;
- Componentes de segurança;
- Acessórios de elevação;
- Correntes, cabos e correias;

- Dispositivos amovíveis de transmissão mecânica;
- Quase-máquinas [13];

Os pontos mais importantes a considerar são:

1- Princípios de Integração da segurança [13]:

- a. As máquinas devem ser concebidas e construídas para cumprirem a função a que se destinam e de forma a poderem funcionar, ser reguladas e objeto de manutenção sem expor as pessoas a riscos quando estas operações são feitas em condições previstas e também considerando más utilizações razoavelmente previsíveis.
- b. Os materiais utilizados para o fabrico da máquina não devem criar riscos para a segurança ou saúde das pessoas.
- c. O fabricante deve fornecer a máquina com iluminação incorporada, adaptada às operações sempre que se verifique que a falta de um dispositivo luminoso pode comprometer a segurança do equipamento.
- d. A máquina deve poder ser manuseada e transportada com segurança, e ter uma forma tal que os meios de elevação convencionais se lhes possam adaptar facilmente.

2- Os sistemas de comando devem ser concebidos de forma a:

- a. Resistirem a tensões de funcionamento imprevisíveis.
- b. Evitarem situações perigosas com origem nos erros que afetam a lógica do sistema.
- c. Evitarem situações perigosas com origem em erros humanos razoavelmente previsíveis.
- d. Serem completamente visíveis e identificáveis.
- e. Poderem resistir a esforços previsíveis.
- f. Conterem um dispositivo de comando que possibilite a sua paragem total em segurança [13].

3- Medidas de proteção contra perigos de natureza mecânica:

- a. A máquina deve possuir estabilidade suficiente para evitar o seu capotamento, queda ou movimentos descontrolados durante o seu transporte, montagem, desmontagem e operação.
- b. Os materiais utilizados devem ter uma resistência suficiente, tendo esta de ser prevista para resistir com sucesso a fenómenos de fadiga, envelhecimento, corrosão e abrasão.
- c. Os elementos do equipamento que sejam normalmente acessíveis não devem conter ângulos vivos ou superfícies rugosas que possam de qualquer forma causar ferimentos.
- d. Os elementos móveis da máquina devem ser concebidos de modo a que se evitem riscos de contacto que possam provocar acidentes. Se mesmo assim subsistirem riscos, devem ser munidos de proteções adequadas [13].

4- Outros perigos a considerar:

- a. Vibrações;
- b. Energia Elétrica;
- c. Eletricidade estática;
- d. Falhas na montagem;
- e. Explosão;
- f. Incêndio;
- g. Ruído [13];

5- Manutenção

- a. Os pontos de regulação e manutenção devem estar situados fora das zonas perigosas.
- b. Estas operações devem ser efetuadas com a máquina parada.
- c. A máquina deve ser equipada com dispositivos que possibilitem o seu isolamento de todas e quaisquer fontes de energia.
- d. A intervenção dos operadores no bom funcionamento da máquina deve ser evitada ao máximo. [13].

6- Informações:

- a. Cada máquina deve ser acompanhada de um manual de instruções, na ou nas línguas oficiais do Estado-Membro em que é colocada em serviço. Este deve conter os seguintes dados:
 - i. Firma e endereço completo do fabricante e seu mandatário;
 - ii. Designação da máquina;
 - iii. Declaração CE de conformidade, ou documento que ateste o conteúdo da Declaração CE de conformidade;
 - iv. Descrição geral do funcionamento da máquina [13].

Considerando todo este apanhado, e tendo em conta o sucesso do mecanismo atualmente implementado no DEM-UA, pode dar-se início ao desenvolvimento da nova MEB, com dez vezes a capacidade da anterior [14] e com igual ou maior precisão. No próximo capítulo é apresentado todo o projeto mecânico desta nova máquina.

3. Percepção geral da MEB base

Tal como referido anteriormente, o projeto deste novo equipamento é baseado na “MEB base” (Figura 9) de 10kN. A única diferença entre um e outro é um fator de 10 na carga a sustentar em cada eixo. Como é de esperar, todos os componentes terão de sofrer reestruturações para operarem as novas forças geradas durante a operação do equipamento.

3.1 Principais componentes da MEB base



Figura 9 - MEB de 10kN com Referências

De acordo com a nomenclatura utilizada na Figura 9, os componentes principais são:

- 1- Estrutura Base;
- 2- Carros;
- 3- Guias dos carros;
- 4- Apoio do motor e das Guias dos Carros;
- 5- Amarras.

3.2 Modo de operação mecânica

O princípio de funcionamento desta máquina é relativamente simples.

- 1- Utilizando as quatro amarras visíveis no centro fixa-se um provete cruciforme.
- 2- Acionam-se os quatro motores DC existentes nos apoios do motor para fazerem rodar um conjunto fuso-porca que vai movimentar os carros que, conseqüentemente, tracionam / comprimem o provete através das amarras.

3.3 Lacunas e pontos a melhorar

Numa fase inicial, foi efetuada uma análise à solução construtiva existente, com o objetivo de compreender todas lacunas do sistema, de forma a prevenir erros de projeto da mesma natureza no futuro. É importante frisar que este equipamento se encontra atualmente em funcionamento, pelo que, apesar dos seus defeitos, provou que o modelo de operação é adequado às suas finalidades, conseguindo extrair informações precisas acerca da capacidade mecânica dos materiais com relativa simplicidade e rapidez.

Numa primeira abordagem à MEB existente são facilmente detetados os seguintes defeitos construtivos:

- 1- Apoio do motor e guias dos carros fletido (Figura 10). Esta situação deve-se a um subdimensionamento deste componente que resultou, após alguns ensaios, na deformação plástica da chapa, que atualmente se encontra apoiada nas guias dos carros.

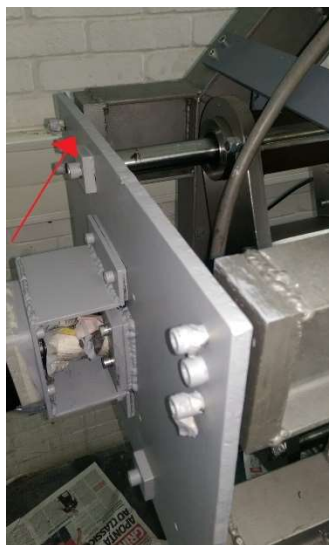


Figura 10 - Local do apoio do motor onde se verifica a flexão da chapa

- 2- A célula de carga do eixo vertical não se encontra dotada de qualquer sistema de suporte, pelo que pode estar sujeita a momentos que poderão, não só falsear os resultados mas também danificar o dispositivo de medição.
- 3- Curso dos carros não se enquadra com a janela de operação de 300 x 300 mm. Nesta versão os carros não cobrem toda a área especificada.
- 4- Não existe nenhum suporte para fixar o vídeo-extensómetro à estrutura base. [14]

4. Projeção e seleção dos componentes para construir a nova MEB

Para melhor organizar o conteúdo que se segue, e dada a complexidade do projeto em questão, decidiu-se fazer uma divisão entre os componentes que, juntos, irão perfazer o mecanismo.

Foram criadas duas famílias, os “componentes já existentes”, e os que serão fabricados na Universidade de Aveiro, ou “componentes da UA”.

Os “componentes já existentes” são essencialmente todos os constituintes da MEB que, ou por poderem ser facilmente encontrados no mercado, ou pelo respetivo preço de desenvolvimento justificar a compra, são facilmente encontrados nos catálogos pelos quais se fazem acompanhar, evitando assim morosos dimensionamentos, desenhos e outros processos de desenvolvimento.

A este grupo pertencem:

- 1- Amarras;
- 2- Células de Carga;
- 3- Casquilhos;
- 4- Tubos Mecânicos;
- 5- Fusos e respetivas Porcas;
- 6- Porcas de Esferas;
- 7- Parafusos e respetivas Porcas;
- 8- Rolamentos;
- 9- Moto redutores elétricos;
- 10- Vedantes;
- 11- Guias dos carros;
- 12- Chavetas.

Os “componentes da UA” correspondem ao conjunto de peças que serão fabricadas nas próprias instalações da Universidade. Nestes, é necessário aplicar todos os processos de desenvolvimento conhecidos para nos certificarmos de que as peças são todas exequíveis dentro das instalações do DEM-UA e que a máquina desenvolvida tem as melhores condições operacionais possíveis.

Neste grupo integram-se todos os componentes remanescentes:

- 1- Estrutura Base e seus subcomponentes.
- 2- Carros e a maioria dos seus elementos estruturais.
- 3- Apoios do motor e a maioria dos seus constituintes.

Para uma normalização da composição da máquina, estipulou-se inicialmente que todos os “componentes da UA” seriam compostos por dois tipos de materiais. O aço S235 segundo a norma EN10025 e o DIN CK45. Estes materiais foram escolhidos pelas suas propriedades mecânicas já bastante conhecidas, que se enquadram perfeitamente nos parâmetros pretendidos, e pela sua abundância no mercado. Estes dois fatores em conjunto conferem uma relação qualidade / preço bastante atrativa.

Outras características destes materiais que são importantes para o desenvolvimento da MEB:

- 1- O aço DIN CK45 é um material próprio para maquinação – trata-se de um material bastante resistente com uma estabilidade dimensional garantida em operações de maquinação e posteriormente em operações de serviço.
- 2- O aço S235 é uma excelente solução para os trabalhos de soldadura que vão ser necessários para a montagem e construção de alguns componentes.

Para estabelecer padrões de medição precisos, o cliente (Universidade de Aveiro) impôs um erro máximo em cada eixo de 0,05 mm.

Dada a impossibilidade de, em alguns casos, chegar a este valor com uma relação de peso ou preço / precisão aceitável, foram estabelecidas as seguintes condições para os “componentes da UA”:

- 1- À exceção da estrutura base, estes devem ter um peso máximo para cada peça de 100kg. São facilitadas as operações de montagem / manutenção do equipamento.
- 2- No caso em que não se conseguir chegar ao valor imposto anteriormente por não ser satisfeita a condição anterior, os componentes dimensionados devem ter um deslocamento máximo de 0,5 mm quando carregados com as forças previstas.

Relativamente aos coeficientes de segurança utilizados para dimensionar a nova MEB:

- Nos “componentes da UA” é utilizado um coeficiente de segurança mínimo de 2 sempre que não se conseguem obter valores de deslocamento aceitáveis. Nos restantes casos o coeficiente de segurança não é abordado porque é muito superior ao valor estipulado.

- Nas ligações aparafusadas é utilizado um coeficiente de segurança mínimo de 2 para serem prevenidas situações de rutura e prevenir qualquer imprecisão de cálculo no dimensionamento das mesmas [25].

- Nos “componentes já existentes” é utilizado um coeficiente de segurança entre 1,25 e 1,5 [26]. Este valor tão baixo deve-se aos seguintes factos:

- 1- Tratam-se de materiais fiáveis já bastante conhecidos. [26]
- 2- Os “componentes já existentes” serão utilizados em condições controladas. [26]
- 3- Não se preveem riscos nem para o ambiente, nem para a saúde humana durante a operação do equipamento. [26]
- 4- A máquina é apenas composta por materiais dúcteis. [25]

Tendo em conta as condicionantes primárias e secundárias referidas anteriormente e os defeitos previamente analisados, a análise ao sistema realizou-se de dentro para fora. Tal permitiu chegar com eficácia às dimensões da estrutura base, e com isso, fornecer o quanto antes dados aos colegas da unidade curricular de Tecnologias e Processos de Ligação que vão auxiliar na montagem do sistema.

Utilizando como ponto de partida o provete cruciforme, que vai variar de teste para teste, o elemento que se segue são as amarras que, tal como o nome indica, amarram aquele.

4.1 Amarras

Tal como as usadas na MEB base, as amarras a utilizar nesta versão são fabricadas pela Shimadzu. [16]

O modelo a utilizar é o MWG-100kNA. Tem capacidade de fixação do provete desde que a força exercida no mesmo não ultrapasse os 100kN. É um mecanismo de operação manual.

São necessárias quatro unidades para a MEB e seguem acompanhadas dos respetivos dentes para amarrar o provete.

As suas principais dimensões, ilustradas na Figura 11 e apresentadas na Tabela 1, são:

Tabela 1 - Principais dimensões da Amarra MWG-100kNA

Dimensão	(mm)
Comprimento (L)	230
Largura (W)	17

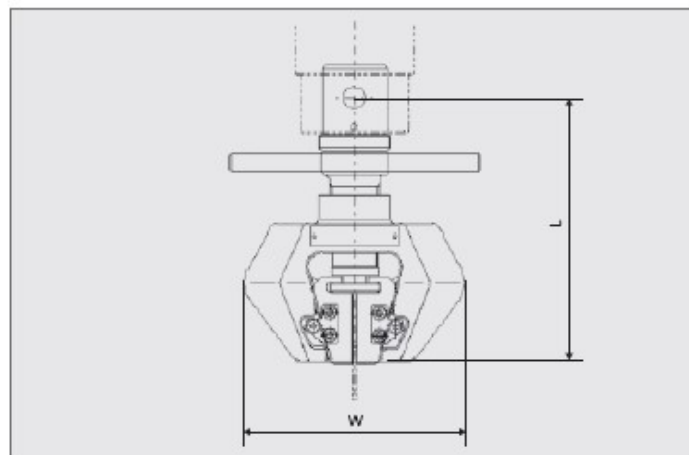


Figura 11 - Vista Perfil Amarra Shimadzu MWG-100kNA [16]

Este componente vai estar montado sobre a chapa posterior dos carros, cujo desenvolvimento será posteriormente apresentado.

Por conseguinte apresentam-se de seguida as células de carga. Estas serão acionadas diretamente pelas amarras e enviarão seguidamente sinais para os respetivos amplificadores que, posteriormente, serão apresentados num computador e interpretados pelo operador.

4.2 Células de carga

As células a utilizar são as XL8111-10T, são fabricadas pela Xinlan e estão representadas na Figura 12. Tal como as amarras, foram selecionadas pela sua capacidade em suportar até 100kN em tração ou compressão.

São necessárias 2 unidades para a nova MEB e as suas principais dimensões, apresentadas na Tabela 2, são:

Tabela 2 - Dimensões da Célula de Carga XL8111-10T

Dimensão	(mm)
Comprimento	110
Altura	110
Largura	50

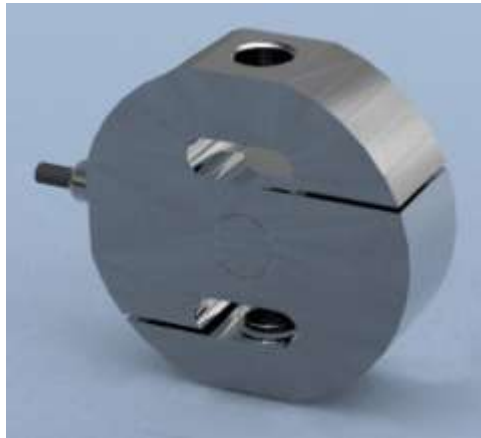


Figura 12 – Exemplo da Célula de carga a utilizar

Para evitar danos nas células de carga e nas amarras durante a operação do equipamento, é recomendado que a alimentação dos motores DC seja cortada automaticamente assim que forem medidos valores de 100 kN por qualquer uma das células de carga.

Com os anteriores elementos definidos, já é possível começar o dimensionamento dos restantes componentes. Desta forma, deu-se início a uma análise iterativa às guias dos carros, que são elementos bastante determinantes no dimensionamento da estrutura base.

4.3 Guias dos carros

Esta análise baseou-se num método iterativo para estabelecer as dimensões iniciais das guias dos carros, que ajudam a determinar se o material sustém ou não, as cargas às quais será submetido.

Numa primeira iteração, cujas variáveis estão expostas na Tabela 3, foi estimado que a força aplicada no centro seria de 5 kN. Esta estimativa é feita com um coeficiente de segurança de 2. Desta forma é possível prevenir estragos em situações de operação anormais. Para além do seu peso próprio e do dos elementos que nele circulam (rondam os 250kg ou aproximadamente 2,5kN),

não se preveem forças radiais aplicadas às Guias dado que o ensaio em cada eixo é feito axialmente. O comprimento para o estudo inicial foi retirado da MEB base.

O material utilizado nas guias dos carros é o aço DIN Ck45. Trata-se de um material com um módulo elástico aceitável para as cargas a que vai ser submetido e uma superfície de baixa rugosidade, que garante forças de atrito mínimas entre os casquilhos dos carros e as guias.

Tabela 3 - Definição das Guias dos carros para a primeira iteração

Variável	Nomenclatura	Valor
Comprimento (aproximado da MEB base) [mm]	C	1500
Diâmetro arbitrado (o dobro da MEB base) [mm]	D	60
Força aplicada no centro [kN]	W	5
Módulo elasticidade do Aço [N/mm ²]	E	210*10 ³

Sendo que as Guias estão encastradas aos apoios dos motores pelas suas extremidades (Figura 13), recorreu-se à equação (1), que é encontrada nos casos elementares de solicitação e apoio de vigas, para calcular o deslocamento transversal máximo quando existe uma força pontual no centro. Os casos anteriormente referidos provêm de várias aplicações da equação diferencial da elástica (equação (2)) que provém da Teoria de Vigas. As variáveis das equações acima indicadas estão descritas na Tabela 3.

$$V = \frac{W * C^3}{192 * E * I_y} \text{ (mm)} \quad (1)$$

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{M}{EI} \text{ (mm)} \quad (2)$$

O momento de inércia de uma secção circular é calculado através de:

$$I_z = I_y = \frac{\pi * D^4}{64} \text{ (mm}^4\text{)}, \quad (3)$$

em que D corresponde ao diâmetro da secção e é apresentado na Tabela 3.

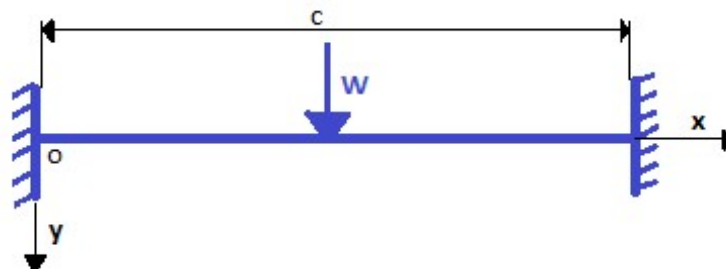


Figura 13 - Ilustração da carga exercida nas guias dos carros. "o" corresponde à origem do referencial e as restantes variáveis estão descritas na Tabela 3

Na Tabela 4 é possível verificar o deslocamento obtido na primeira iteração para o dimensionamento das Guias dos Carros.

Tabela 4 - Resultados da primeira iteração para o dimensionamento das Guias dos carros

Variável	Nomenclatura	Resultado
Inércia da secção circular da Guia (Equação (3)) [mm ⁴]	I _z =I _y	636.172,5
Deslocamento máximo das Guias dos carros (Equação (1)) [mm]	V	0,65

Tal como referido anteriormente, o deslocamento máximo destes componentes deve ser de 0,5 mm. No entanto, para evitar que cada Guia ultrapasse os 100kg, fixou-se o diâmetro máximo das guias dos carros em 80 mm. Reorganizando os cálculos, definem-se as novas variáveis na Tabela 5.

Tabela 5 - Definição das Guias dos carros para a segunda iteração

Variável	Nomenclatura	Valor
Comprimento (aproximado da MEB base) [mm]	C	1500
Diâmetro arbitrado (o dobro da MEB base) [mm]	D	80
Força aplicada no centro [kN]	W	5
Módulo elasticidade do Aço [N/mm ²]	E	210*10 ³

Tabela 6 – Resultados da segunda iteração (Tabela 5) para o dimensionamento Guias dos Carros

Variável	Nomenclatura	Resultado
Inércia da secção circular da Guia (Equação (3)) [mm ⁴]	I _z =I _y	2.010.619,29
Deslocamento máximo das Guias dos carros (Equação (1)) [mm]	V(y)	0,20

Na Tabela 6 é possível verificar que o valor obtido para o deslocamento máximo já está dentro dos valores previstos para este dimensionamento, tendo melhorado consideravelmente para cerca de um terço do anteriormente obtido.

Para fixar estas Guias, estão estipuladas ligações aparafusadas em cada extremidade, estas serão dimensionadas quando as dimensões finais das Guias estiverem apuradas.

Tendo sido estabelecido um ponto de partida com as Guias dos Carros, prosseguiu-se com o dimensionamento dos carros que estas vão suportar.

4.4 Carros

Os carros são os elementos do equipamento que se vão deslocar nos respetivas Guias dispostas nos eixos vertical e horizontal. Dado que se podem movimentar sobre os eixos da máquina em ambas as direções, permitem exercer sobre o provete forças de tração e compressão.

A sua geometria é fortemente influenciada por:

- Posicionamento das guias dos carros e a sua respetiva forma.
- Capacidade de suportar forças de compressão e tração de 100kN.
- Sistemas de amarração e medição de cargas dos provetes.
- Sistema de transmissão (fuso).

Dado que o formato deste conjunto já estava relativamente estabelecido no modelo atualmente existente, decidiu-se que se tentaria utilizar o seu respetivo design para desenvolver o novo modelo, que é essencialmente composto por:

- 1- Chapa anterior – Este é o componente que vai sustentar a porca de esferas, que por sua vez vai ser deslocada em ambos os sentidos pelo fuso que se vai encontrar fixo.
- 2- Chapas de reforço – Este componente tem duas funções principais. Conferir resistência mecânica ao conjunto e definir a margem para o fuso se deslocar no seu interior durante o deslocamento dos carros.
- 3- Chapa Posterior – Este componente vai segurar os sistemas de amarração e medição de cargas dos provetes.

Para dimensionar estas chapas, é necessário relembrar as condicionantes primárias propostas. Em termos dimensionais, a maior influência provém do posicionamento das Guias dos Carros que, tendo que garantir uma janela de operação de 300x300mm comprometendo ao mínimo as dimensões do sistema, devem ver o seu posicionamento cuidadosamente pensado.

Tendo sido definido o diâmetro das Guias dos Carros, e sendo conhecidas as condições de operação, procedeu-se à simulação do seu posicionamento no software Solidworks. Desta forma começou-se por estabelecer uma área livre de 300mm x 300 mm tal como ilustra a Figura 14:

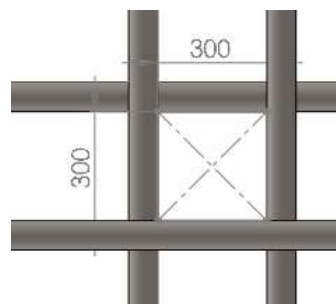


Figura 14 - Janela de visualização 300x300 mm

No eixo horizontal é crucial que a disposição do conjunto de guias tenha um angulo mínimo de montagem para se garantir:

- 1- Que a janela requerida permanece perfeitamente visível.
- 2- Que a amarra do eixo vertical consegue passar, de forma a entrar dentro da janela de operação.
 - a. Para haver a certeza de que esta premissa era satisfeita, foi estabelecida uma distância mínima de 200mm (valor ilustrado na Figura 15) entre as extremidades mais próximas do conjunto de guias. Em relação aos 170mm que a amarra tem de largura é uma diferença grande mas, desta forma, ficam salvaguardados eventuais erros construtivos ou até acidentes que possam ocorrer aquando da operação da MEB.

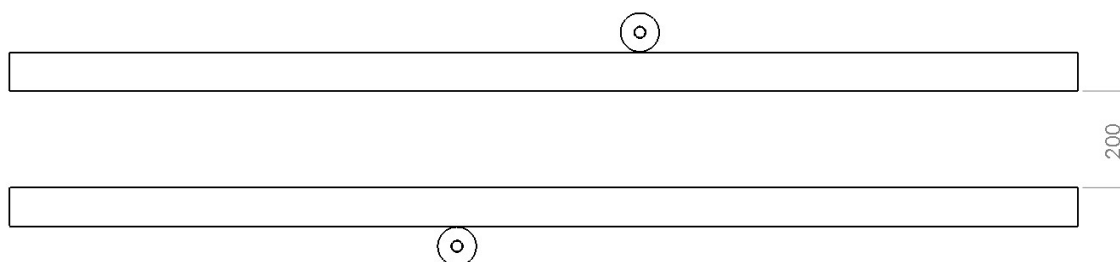


Figura 15 - Vista de cima do conjunto de Guias dos Carros e distância entre as guias horizontais

No eixo vertical as condições descritas anteriormente mantêm-se. Dada a dimensão de cada Guia, não se tornou possível colocar o conjunto a passar entre as guias do eixo horizontal, situação que permitiria diminuir drasticamente a profundidade do sistema final. Facilmente se prevê que esta solução iria entrar em conflito com o movimento dos carros do eixo horizontal, tendo sido por isso necessário montar o sistema de eixos vertical montado em torno do eixo horizontal, como ilustrado na Figura 16. O ângulo foi por sua vez otimizado para permitir os 300mm abertos para a janela central do sistema.

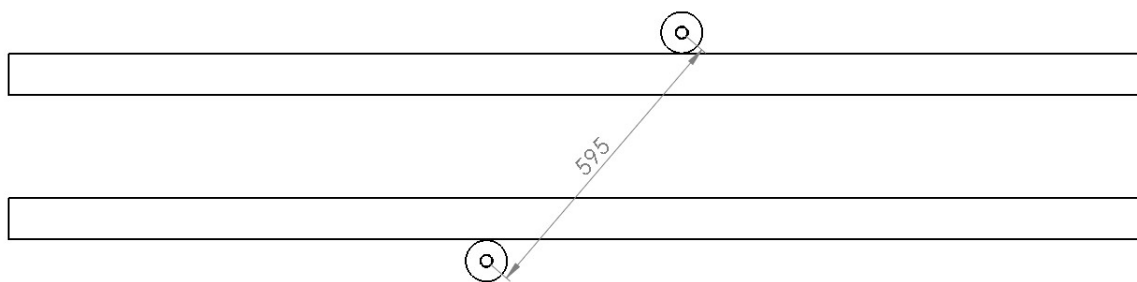


Figura 16 – Vista de cima do conjunto de Guias dos Carros e distância entre os eixos das Guias dos carros verticais

Sabendo que os carros vão operar perpendicularmente em relação ao eixo em que circulam, a principal diferença entre si será a distância entre eixos que irá obrigar à criação de dois modelos de carros. Um par por eixo. Com o sistema de Guias corretamente posicionado, já se pode seguir para o dimensionamento das chapas dos carros que deve tentar aliar o design implementado atualmente com as novas distâncias entre eixos e cargas a sustentar.

Para um dimensionamento acertado dos carros, é necessário prever e selecionar os vários subcomponentes do carro, que serão:

- Porca de esferas que será operada pelo fuso.
- Casquilhos para as Guias dos Carros.
- Tubo mecânico para as Guias dos Carros.

4.4.1 Porca de esferas

A escolha deste componente é baseada no catálogo da NBS. [20]

Neste catálogo, a NBS indica igualmente qual é o fuso a utilizar com determinada porca de esferas. Para saber qual é a melhor solução é necessário ter em consideração as características mecânicas que correspondem a cada porca, tal como ilustra a Tabela 7.

Tabela 7 - Especificações do conjunto porca-fuso NBS [20]

Porca		VFU 5010
Dimensões	Fuso	SR 5010
	d_0 [mm]	50
	P_h – passo [mm]	10
	d_a – Diâmetro das esferas [mm]	6,35
	D [mm]	75
	A [mm]	110
	A_1 [mm]	85
	B [mm]	16
	L [mm]	93
	C [mm]	93
	S [mm]	11
	P – Furo para lubrificação	M8
	N – Número de Pistas	4
Características Mecânicas	C – Capacidade de carga dinâmica [N]	44500
	C_0 – Capacidade de carga estática [N]	125000
	K [N/ μ m]	650

Este foi dimensionado com um fator de segurança de 1,25. Como se pode verificar a sua capacidade de carga estática é superior aos 100kN requeridos. No que toca à capacidade dinâmica, este valor foi desprezado tendo em conta que é dependente da rotação do fuso e que este vai funcionar em carga a velocidades baixíssimas, na ordem de 1rpm.

A geometria da porca de esferas é a apresentada na Figura 17.

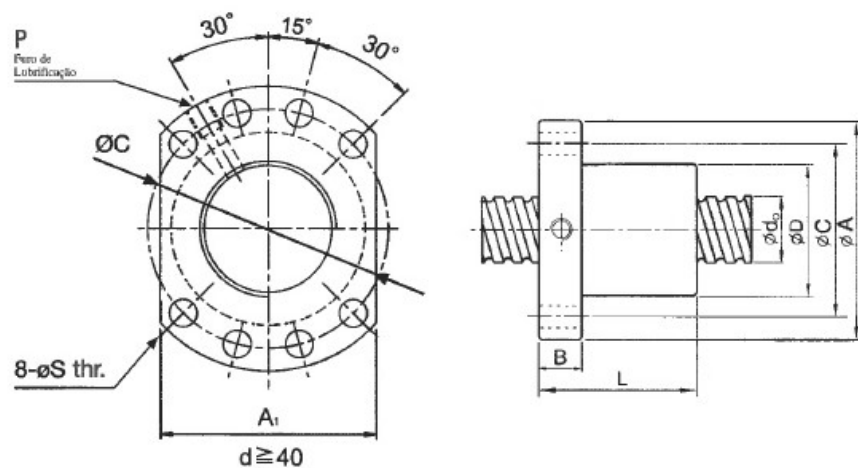


Figura 17 - Ilustração da porca de esferas NBS VFU5010 [20]

Assim, o modelo da porca a utilizar é o VFU5010 e o modelo do fuso compatível com esta é o SR5010. [20]

Será também necessário adquirir 8 parafusos ISO 4762-M10x1x40-8.8 para ligar cada um destes componentes à chapa anterior dos respetivos carros.

4.4.2 Casquilhos das guias dos carros

Na escolha deste componente foi utilizado o catálogo da INA [17].

Este fabricante oferece uma vasta gama de soluções de casquilhos. Utilizando materiais avançados dispõe de casquilhos por fricção que podem, em alguns casos, não necessitar de qualquer manutenção.

Sendo sabido que a máquina deverá ser utilizada por alunos, optou-se pelo material P1, que é isento de manutenção. É uma solução adequada para casos em que o deslocamento linear é baixo.

Relembrando que a janela de operação tem um comprimento de 300mm em cada eixo, conclui-se que cada carro se vai deslocar 150mm até ao centro da mesma. Este apesar de ser um deslocamento linear baixo, é considerável se tivermos em conta as diretrizes do fabricante.

Na Figura 18, o fabricante indica que o deslocamento linear do casquilho não deve ser superior a 2,5 vezes o seu comprimento (Equação (4) [17]). A equação 5 é uma adaptação da Equação (4) em que é isolada a variável (B que corresponde ao comprimento do casquilho), que vai permitir calcular o comprimento que o casquilho INA deve ter. Na equação 5, foi ainda integrado o Fator de Segurança assim como a sugestão do valor de B ser maior ou igual ao calculado para estar em concordância com o fator de segurança, que é de 1,25 para este elemento. As variáveis das equações supramencionadas estão descritas na Tabela 8.

$$H_{max} = 2,5 * B \text{ (mm)} \quad (4)$$

$$B \geq \frac{H_{max}}{2,5} * F_s (mm) \quad (5)$$

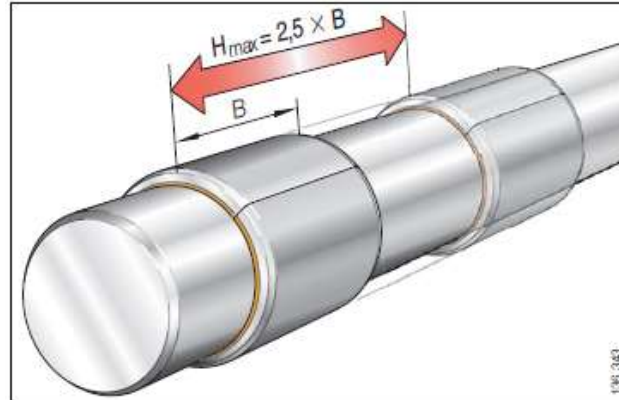


Figura 18 - Indicação INA para deslocamento linear do casquilho [17]

Tabela 8 - Variáveis para calcular o comprimento máximo do Casquilho INA P1

Variável	Nomenclatura	Valor
Deslocamento linear máximo – corresponde à distância máxima que cada carro vai percorrer [mm]	Hmax	150
Fator de segurança [-]	Fs	1,25

O resultado obtido para o valor mínimo do comprimento do casquilho INA P1 é apresentado na Tabela 9.

Tabela 9 - Determinação do comprimento mínimo do casquilho das Guias dos carros

Variável	Nomenclatura	Resultado
Comprimento mínimo do Casquilho INA [mm]	B	75

Considerando que o diâmetro das guias dos carros é de 80mm e o comprimento igual ou superior a 75mm, bastou procurar no mesmo catálogo (Tabela 10) para encontrar uma solução que satisfizesse estes requisitos. Foi escolhido o modelo de 80mm de comprimento que vai trabalhar longe do limite da capacidade do seu material. Diminuindo o processo de desgaste do mesmo.

Tabela 10 - Seleção dos casquilhos para as guias dos carros [17]

Tabla de medidas (continuación) - Medidas en mm					
Diámetro del eje	Referencia	Peso g	Dimensiones		
			D _i	D _o	B ±0,25
70	PAP 7040 P10	176	70	75	40
	PAP 7050 P10	221	70	75	50
	PAP 7070 P10	309	70	75	70
75	PAP 7540 P10	189	75	80	40
	PAP 7550 P10	236	75	80	50
	PAP 7560 P10	283	75	80	60
	PAP 7580 P10	377	75	80	80
80	PAP 8040 P10	201	80	85	40
	PAP 8060 P10	301	80	85	60
	PAP 8080 P10	402	80	85	80
	PAP 80100 P10	502	80	85	100

O modelo escolhido é o PAP 8080 P10. São necessárias no total 16 unidades. 4 por carro.

4.4.3 Tubo Mecânico

A escolha deste componente foi feita através do catálogo da Vallourec. [21]

O ponto de partida foi garantir que quando atravessam o carro, as guias devem ter um reforço com 30mm de espessura em toda a sua volta para evitar flexões das mesmas durante a operação do equipamento. Sendo que as guias já têm 80mm de diâmetro procurou-se um tubo com um diâmetro interno o mais próximo possível de 80mm (para que a peça possa ser maquinada de acordo com as nossas necessidades) e diâmetro externo de 140 mm.

Recorrendo à Tabela 11, o mais próximo que se encontrou foi o de 131mm de diâmetro externo. As soluções com diâmetro externo superior já não tinham um diâmetro interno inferior a 80mm, permitindo que as guias se deslocassem radialmente no interior do tubo.

Tabela 11 - Seleção do tubo mecânico para os Carros [21]

MEDIDA NOMINAL NOMINAL DIAMETER		MEDIDA DE FORNECIMENTO HOT ROLLING DIMENSIONS				MEDIDAS GARANTIDAS APÓS USINAGEM* ASSURED DIMENSIONS AFTER MACHINING*				PESO WEIGHT	COMPRIMENTO** LENGTH**
						COM CENTRAGEM EXTERNA WITH OUTSIDE CENTERING		COM CENTRAGEM INTERNA WITH INSIDE CENTERING			
Ext. Outer	Int. Inner	D. Ext. O.D.	(+/-) mm	Parede Wall	(+/-) %	D. Ext. O.D.	D. Int. I.D.	D. Ext. O.D.	D. Int. I.D.	Kg/m	Metros Meters
131	117	133,00	1,00	10,00	8,0	130,6	117,4	128,6	116,0	30,30	8,0 a 12,0
	111			13,00		130,6	111,5	128,5	110,1	38,50	
	105			15,90		130,6	106,1	128,1	104,7	45,90	
	98			19,50		130,6	99,5	127,5	98,1	54,60	6,0 a 10,0
	90			23,70		130,6	91,8	126,8	90,4	63,90	
	85			27,00		130,6	85,7	126,3	84,3	70,60	
	79			30,00		130,6	80,2	125,8	78,8	76,20	4,0 a 8,0

Para montar este tubo corretamente, é necessário maquinar a peça:

Internamente:

- 1- Nas suas extremidades para permitir o correto encaixe dos casquilhos anteriormente selecionados.
- 2- Em toda a sua extensão para assegurar um diâmetro mínimo de 80mm por onde as guias irão passar.

Externamente:

- 1- Em ambas as extremidades para permitir o correto encaixe do tubo mecânico nos furos das chapas dos carros. É necessária a remoção de material com 60 mm de profundidade para o tubo mecânico ficar com 120mm de diâmetro externo.

O seu comprimento é definido mais adiante na fase em que o carro estiver montado.

4.4.4 Desenvolvimento da Chapa anterior e posterior dos carros

Apesar de existir um design já existente por onde nos podemos guiar, é necessário ter uma percepção das dimensões gerais da peça. Assim temos:

- Largura (mm) – esta medida é influenciada apenas pelo tubo mecânico, que vai estar alojado nesta chapa. Tendo o tubo mecânico 130mm de diâmetro e porque ainda se pretendem colocar varões para segurar as duas chapas ao tubo mecânico, estabeleceu-se a largura desta chapa como sendo o dobro do diâmetro do tubo mecânico, resultando em 260 mm. Sendo que as chapas dos carros da MEB base têm uma forma semicircular em ambas as extremidades, já se torna possível estabelecer o comprimento das mesmas.

- Comprimento (mm) – este é estabelecido pela distância entre eixos, que é estabelecida aquando do posicionamento das guias dos carros, acrescentando ainda o semicírculo com um raio igual a metade da Largura, em cada uma das suas extremidades. Resultando num comprimento total de 732 mm para as chapas dos carros do Eixo horizontal e de 855 mm para as chapas dos carros do Eixo vertical.

Numa fase posterior, procedeu-se a um simples cálculo estrutural como indicado no dimensionamento das guias dos carros. Analisando a peça como sendo um paralelepípedo com o comprimento igual à distância entre eixos das guias dos carros e começando iterativamente com uma chapa de 20mm de espessura, aplicaram-se 100kN no seu centro (Figura 19) para verificar qual seria o comportamento do componente isolado.

O material que irá compor estas chapas é o aço DIN CK45.

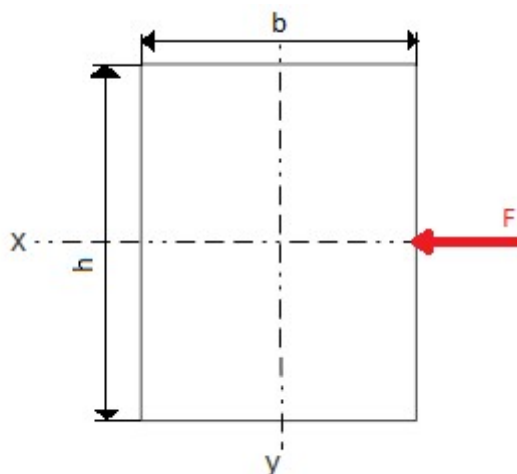


Figura 19 - Ilustração da força aplicada na chapa do carro

Para calcular o deslocamento em ambas as chapas foram considerados os dados que são apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 - Definição das Chapas dos carros para a primeira iteração

Variável	Nomenclatura	Valor
Distância entre eixos das guias na chapa dos carros do eixo horizontal [mm]	Ch	472
Distância entre eixos das guias na chapa dos carros do eixo vertical [mm]	Cv	595
Força aplicada no centro [kN]	W	100
Módulo elasticidade do Aço [N/mm ²]	E	210*10 ³
Espessura das chapas [mm]	b	20
Largura das Chapas [mm]	h	260

Os valores dos deslocamentos para as várias chapas, apresentados na Tabela 13, foram calculados através de duas adaptações da Equação (1), sendo estas a Equação (6), para as chapas dos carros do eixo horizontal, e a Equação (7), para as chapas dos carros do eixo vertical. As variáveis existentes nas equações (6) e (7) estão apresentadas na Tabela 12.

$$V_h = \frac{W * Ch^3}{192 * E * I} \text{ (mm)} \quad (6)$$

$$V_v = \frac{W * Cv^3}{192 * E * I} \text{ (mm)} \quad (7)$$

O momento de inércia da secção retangular foi calculado a partir de:

$$I = \frac{h * b^3}{12} (mm^4), \quad (8)$$

sendo possível encontrar as variáveis b e h na Tabela 12 e o resultado na Tabela 13.

Tabela 13 - Resultados da primeira iteração para o dimensionamento das chapas dos carros

Variável	Nomenclatura	Resultado
Inércia da secção retangular das Chapas (Equação 12) [mm ⁴]	I	173.333,3
Deslocamento máximo das chapas dos carros horizontais (Equação 10) [mm]	Vh	1,50
Deslocamento máximo das chapas dos carros verticais (Equação 11) [mm]	Vv	3,01

Apesar de se saber que o conjunto do carro vai ter uma estrutura mais resistente, este resultado é muito elevado face às condicionantes que foram referidas anteriormente. Foi necessário recorrer a uma nova iteração para melhorar o comportamento destes componentes.

Olhando para a equação do deslocamento, é possível perceber que a Inércia é a única variável que pode auxiliar no decréscimo deste comportamento. O processo de aumento da inércia pode ser feito aumentando tanto a largura como a espessura. A diferença mais expressiva vai ser sentida quando se aumenta a espessura, dado o expoente de 3 que está associado a esta variável. Passou-se, portanto, a espessura da chapa para 40mm passando esta a ter as características definidas na Tabela 14.

Tabela 14 - Definição das chapas dos carros para a segunda iteração

Variável	Nomenclatura	Valor
Distância entre eixos das guias na chapa dos carros do eixo horizontal [mm]	Ch	472
Distância entre eixos das guias na chapa dos carros do eixo vertical [mm]	Cv	595
Força aplicada no centro [kN]	W	100
Módulo elasticidade do Aço [N/mm ²]	E	210*10 ³
Espessura das chapas [mm]	b	40
Largura das Chapas [mm]	h	260

Os resultados desta alteração são apresentados na Tabela 15:

Tabela 15 - Resultados da segunda iteração para o dimensionamento das chapas dos carros

Variável	Nomenclatura	Resultado
Inércia da secção retangular das Chapas (Equação (8)) [mm ⁴]	I	1.386.666,7
Deslocamento máximo das chapas dos carros horizontais (Equação (6)) [mm]	Vh	0,18
Deslocamento máximo das chapas dos carros verticais (Equação (7)) [mm]	Vv	0,37

Com estes resultados já é possível seguir com a construção do carro. Quando o conjunto estiver devidamente montado, a inércia global do sistema será maior, antecipando-se por isso uma diminuição do deslocamento obtido.

Em ambas as chapas será necessário ter em consideração os seguintes pormenores secundários:

- 1- É ainda necessário fazer furos alinhados com os eixos das guias dos carros para permitirem a passagem dos tubos mecânicos e dos varões roscados que serão colocados no final para guiar os carros sobre as guias e diminuir a flexa máxima das chapas.
- 2- Devem ser feitos furos a 80 mm do centro da chapa (onde vão ser exercidas cargas) para segurar através de ligações aparafusadas, as chapas de reforço com a anterior e posterior. Esta distância foi estabelecida de forma a que exista espaço suficiente para a correta montagem e manutenção da porca de esferas. Assim sendo e porque o principal componente que impede a colocação das chapas no centro da peça é o fuso e a porca de esferas, foi estabelecido que o eixo dos furos que vão permitir o aperto das chapas de reforço devem estar a 80mm do centro da peça. (o número de furos e a sua dimensão é tratada numa fase posterior)

Posteriormente é necessário decompor o conjunto de chapas para cada eixo em 2. As principais diferenças entre estes prendem-se com os elementos que têm agregados. Nomeadamente:

Chapa anterior (Figura 20):

Esta chapa tem fixado no seu centro a porca de esferas que vai ser operada pelo fuso, necessita, portanto, de ser furada no seu centro conforme especificações e dimensões indicadas no catálogo do fabricante NBS. Em torno deste furo vão ser feitos outros furos que devem ser roscados para permitir a fixação da porca de esferas à chapa.

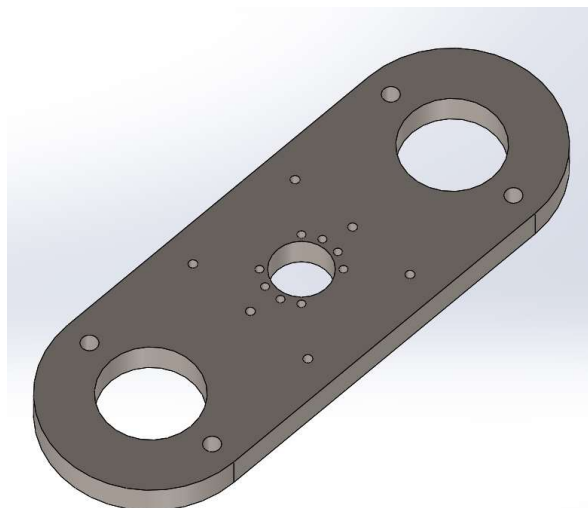


Figura 20 - Exemplar da Chapa anterior dos carros

Chapa posterior (Figura 21):

Neste elemento, será necessário fabricar duas versões, uma para suportar a célula de carga (Figura 21 – Direita) e outra para suportar diretamente a amarra (Figura 21– Esquerda).

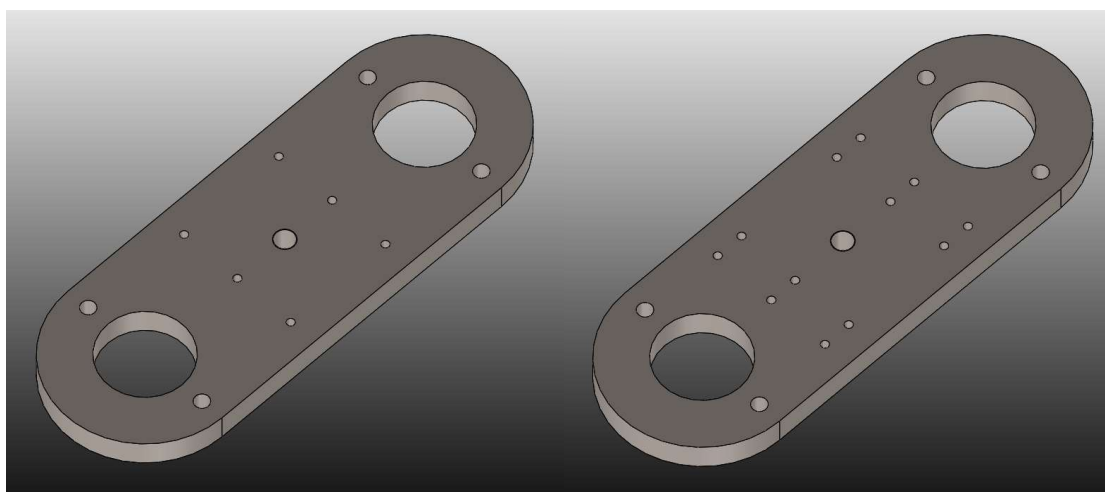


Figura 21 - Exemplar da chapa posterior dos carros para suportar a amarra (esquerda) e para suportar célula carga (direita)

4.4.5 Chapas de Reforço dos carros

Estas chapas são aplicadas na estrutura do carro

Este é um elemento estrutural importante na estrutura do carro.

As suas principais funções são:

- 1- Conferir resistência ao conjunto contribuindo para um aumento significativo da inércia, o que resultará num decréscimo do deslocamento máximo da estrutura.
- 2- Estabelecer a distância entre placas para garantir que existe margem suficiente para o fuso se deslocar no interior dos carros sem bater na placa posterior.

É necessário dimensionar esta ligação aparafusada para podermos selecionar uma espessura para a chapa de reforço.

Para o fazer recorreu-se ao método de Gerber [28], seguindo as seguintes etapas:

- 1- Escolheu-se o tipo de parafuso – CHC com liso
- 2- Foi estipulado um diâmetro de parafuso para começar o dimensionamento para esta aplicação – M10 com área de superfície de 58 mm² (As).
- 3- Procedeu-se ao cálculo do nº de parafusos a aplicar ao longo da extensão da chapa de reforço, correspondente a 260mm, através da regra da distância de parafusos (Equação (9)):

a.

$$\frac{L}{6d} + 1 \leq nb \leq \frac{L}{3d} + 1 \Leftrightarrow 4,61 \leq nb \leq 8,22 \quad (9)$$

b. Sendo “nb” o número de parafusos, optou-se por utilizar 5 parafusos.

- 4- Foi estipulada a classe do parafuso como sendo a mais baixa, para iniciar – 8.8
- 5- Foi verificado, a partir da análise pelo método de Gerber [28] se esta ligação é duradoura. Se o resultado do teste for inferior a 1, a aplicação desta ligação é segura. Para o fazer:

a. Definiu-se “Cb” do parafuso – 0,12

b. Definiu-se γ_f (coeficiente de segurança). Neste caso, foi utilizado um coeficiente de 2 pois estamos perante um dimensionamento das ligações que vão segurar os elementos que vão estar diretamente em contacto com o provete. Deve assegurar-se o máximo de rigidez nesta fixação para maximizar a solidez desta montagem.

c. Definiu-se o fator de carga de cedência (η_i) – 0,9

d. Foi determinada a força máxima aplicada no parafuso (P).

i. Sendo que temos 2 chapas igualmente espaçadas do ponto de aplicação da força, os 100kN repartem-se em 2 restando 50kN por chapa.

ii. Neste caso corresponde a 50kN a dividir por 5 parafusos – 10 kN

e. Para se certificar que a ligação é duradoura, foi utilizado o Método de Gerber, representado na Equação (10) , que conclui esta análise. Assim temos que:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 \leq 1, \quad (10)$$

sendo as variáveis σ_e , σ_u , σ_a e σ_m identificadas e determinadas de seguida.

σ_e - Tensão limite de fadiga, para a classe de parafusos 8.8 é de 129 MPa

σ_u - Tensão de rutura, para a classe de parafusos 8.8 é de 800 MPa

σ_{min} - Tensão mínima de cedência (Equação (11)):

$$\sigma_{min} = \eta_i * \sigma_e = 576 \text{ Mpa} \quad (11)$$

σ_{max} - Tensão máxima de cedência (Equação (12)):

$$\sigma_{max} = \sigma_{min} + \frac{Cb * \gamma_f * P}{A_s} = 617,37 \text{ Mpa} \quad (12)$$

σ_a – Corresponde à tensão alternada (Equação (13)):

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 20,68 \text{ Mpa} \quad (13)$$

σ_m – Corresponde à Tensão média (Equação (14)).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 596,68 \text{ Mpa} \quad (14)$$

Um resultado que indica um bom dimensionamento é obter um valor inferior a 1. Substituindo os valores na Equação de (10), obtém-se um resultado de 0,71.

O resultado obtido aprova o dimensionamento anteriormente especificado. No entanto, é possível jogar com o número de parafusos para diminuir os custos de maquinaria das peças e dos respetivos parafusos, desde que seja mantido um valor inferior a 1 neste teste. Apesar de se conseguir um valor relativamente aceitável com 2 parafusos, achou-se preferível utilizar 3 para criar alguma distância em relação ao limite estabelecido. Pelo critério de Gerber (Equação (10)) obteve-se um valor de 0,84.

Nesta fase é possível definir a espessura das chapas de reforço. Estabelecendo uma margem mínima de 2mm com a extremidades e tendo em consideração que se vão fazer furações roscadas M10 nestas chapas, estipulou-se a espessura das mesmas em 15mm.

Este elemento ficará com as dimensões apresentadas na Tabela 16.

Tabela 16 - Dimensões das chapas de reforço dos carros

Dimensão	(mm)
Comprimento – o suficiente para permitir um deslocamento do fuso de 150 mm no interior do carro	160
Largura	260
Espessura	15

Distância entre furos na chapa – sendo que a chapa tem 260 mm de Largura decidiu-se deixar uma margem de 40mm para cada uma das extremidades, ficando os parafusos espaçados como ilustrado na Figura 22:

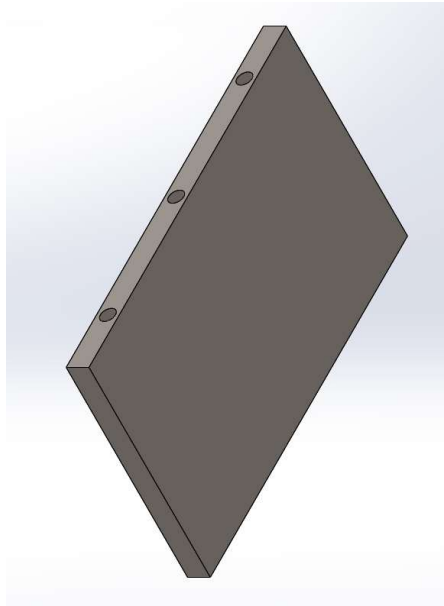


Figura 22 - Chapa reforço dos carros

Para completar o dimensionamento das chapas posteriores, é necessário definir o apoio da célula de carga, que vai prevenir que esta sofra quaisquer momentos provenientes do peso dos componentes que a precedem e das ações de tração e compressão nos provetes.

4.4.6 Estrutura para a célula de carga

Para criar esta estrutura, é necessário considerar os seguintes pontos:

- 1- Método de ligação à amarra.
 - a. Este terá de ser um varão posteriormente maquinado, para poder fixar na célula de carga através de ligação aparafusada e na amarra pelo travamento de um pino. Para poder encaixar no apoio da amarra, deverá ter 90 mm de diâmetro.
 - b. Casquilho por onde o varão descrito anteriormente se deslocará. Dado que o diâmetro do varão é de 90 mm, o casquilho escolhido foi um PAP 9050 P10. [17]
 - c. A colocação deste casquilho vai definir a espessura da chapa que o alberga, sendo esta de 50 mm.
- 2- Forma da estrutura. Decidiu-se aplicar o mesmo formato de estrutura, sendo esta em forma de “U”.
 - a. Para simplificar este dimensionamento e conferir resistência a esta estrutura, utilizou-se o mesmo dimensionamento das chapas de reforço com exceção da altura das mesmas. Como é apenas necessário ter mais do que 110 mm (para a célula de carga caber) estipulou-se a altura das mesmas em 120 mm.

- b. Dado que é necessário albergar um casquilho com 95 mm de diâmetro, a largura do “U” teve de ultrapassar as ligações aparafusadas das chapas de reforço. Assim sendo conseguiu-se uma distância mínima de 255 mm.

Para fixar este suporte da célula de carga à chapa posterior, estão previstas ligações aparafusadas. Estas devem ser dimensionadas, uma vez que a carga exercida na ponta da amarra pode gerar momentos significativos no casquilho, que por sua vez transmitirá esse momento para as ligações aparafusadas que sustentam este apoio.

Ligação aparafusada da estrutura da célula de carga:

Considerando que o momento gerado na célula de carga provém do próprio peso da amarra e de quaisquer outras cargas aplicadas noutra direção que não seja a de atuação do conjunto, tentou-se estimar a carga máxima aplicada na ponta da amarra.

O peso total corresponde ao peso do conjunto da amarra com suporte e ao peso da guia de ligação à célula de carga. Este é de aproximadamente 10 kg, correspondendo a 100 N.

A força total com direções não axiais, provém de pequenas imperfeições dos materiais que podem fazer com que a força não seja uniformemente espalhada pelo provete e consequentemente levar a ensaios imprecisos. Para efeitos de dimensionamento, foi estipulado-se que estas forças podem equivaler até 1% da força total aplicada no provete, correspondendo assim a 1 kN ou 1000 N.

Obtém-se uma força de 1100 N aplicada na ponta da amarra. Sendo que o sistema tem aproximadamente 500 mm desde a ponta da amarra à chapa posterior, o momento obtido na base do suporte da célula de carga corresponde a 550 Nm.

Dado que o valor é relativamente baixo, as cargas exercidas nos parafusos, serão residuais. Por isso, para facilitar as operações de maquinação, foi estabelecido que as ligações aparafusadas serão as mesmas que estão a ser utilizadas nas chapas de reforço dos carros. Na Figura 23 é possível verificar o resultado final com a montagem de todos os componentes num dos carros que vai carregar a célula de carga, e na Tabela 17 pode ser verificada a nomenclatura de todos os componentes.

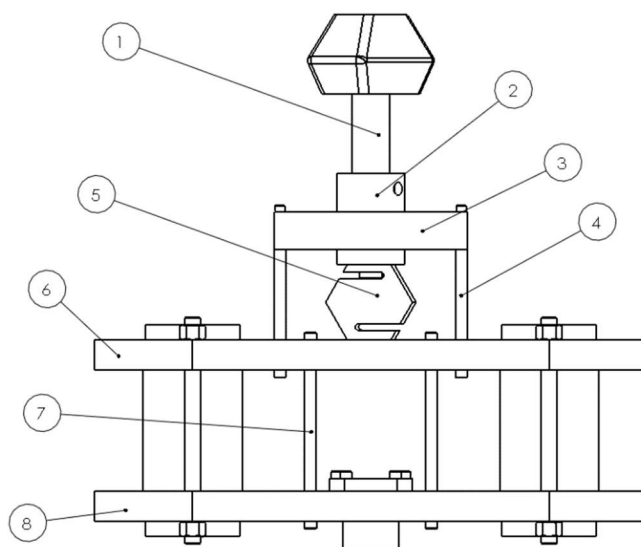


Figura 23 – Carro com apoio de célula de carga

Tabela 17 - Legenda da Figura 23

Nº Peça	Designação
1	Amarra
2	Guia do conjunto Célula de Carga / Amarra
3	Apoio Casquilho da Peça Nº 2
4	Apoio da Peça Nº 3
5	Célula de Carga
6	Chapa posterior
7	Chapa de reforço dos Carros
8	Chapa anterior

4.4.7 Pormenores finais dos carros

Para evitar eventuais flexões geradas nas extremidades destas duas chapas e tendo por base a construção da MEB base, determinou-se que seriam colocados 2 varões roscados M20 alinhados com o eixo de cada tubo mecânico, com fixação por porca em cada uma das extremidades.

Finalmente, foram elaboradas análises pelo método dos elementos finitos em compressão e tração nos carros com os respetivos subcomponentes, para determinar qual seria o comportamento dos mesmos. Dada a proximidade entre as chapas de reforço e as zonas onde são aplicadas forças, os resultados entre os dois modelos de carros são relativamente idênticos, como se pode confirmar de seguida na Figura 24.

Como se pode verificar na Figura 24, o deslocamento obtido para o carro do eixo horizontal (XX) foi de 0,05 mm, um valor excelente para manter a fiabilidade dos dados extraídos.

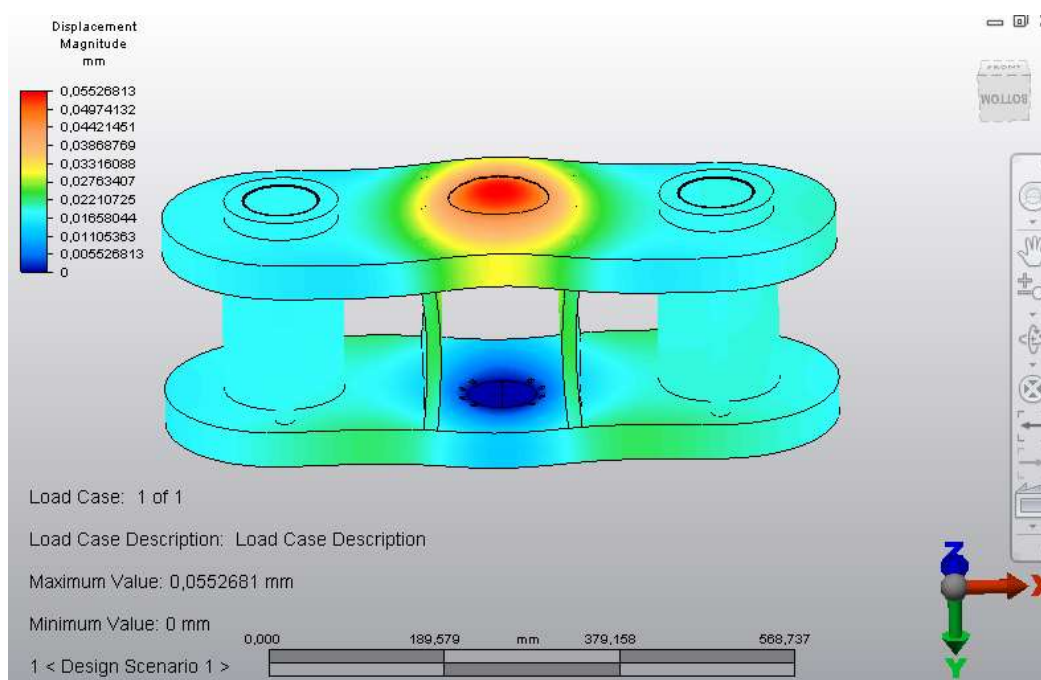


Figura 24 - Teste do carro do eixo horizontal à tração – 100 kN

Na Figura 25 pode verificar-se o comportamento do carro do eixo vertical (YY), tendo os resultados sido bastante semelhantes à compressão e à tração. Também se obteve um valor de 0,05 mm.

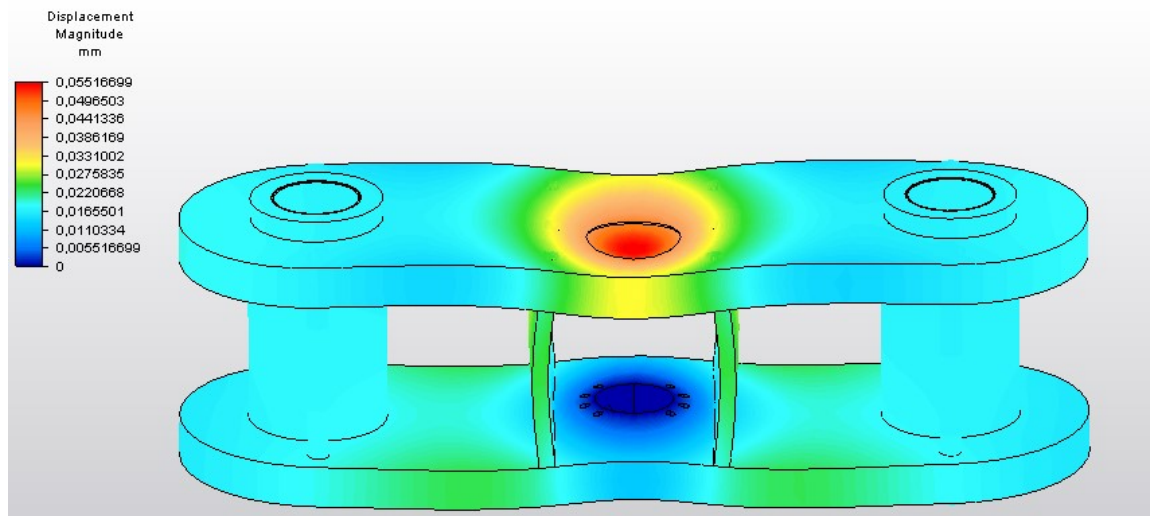


Figura 25 - Ensaio do carro do eixo vertical YY à compressão - 100 kN

4.5 Estrutura Base

A estrutura base é um dos principais componentes desta máquina. A sua função é agregar todos os componentes do sistema no seu corpo. Deve ter uma capacidade mecânica suficientemente grande para resistir às múltiplas cargas que lhe vão ser aplicadas quando os motores tracionarem ou comprimirem um provete.

Durante o desenvolvimento deste projeto, foi necessário acelerar todos os passos anteriores para poder chegar às dimensões principais desta estrutura. Tal aconteceu porque os colegas da unidade curricular de Tecnologias e Processos de Ligação se encontravam à espera de indicações para poderem construir a estrutura.

Para saber quais seriam as dimensões aproximadas da estrutura, foi necessário desenvolver todo o interior do modelo numa ferramenta de modelação em CAD. A estrutura em si não tem de obedecer a condições dimensionais que a obriguem a ter determinada forma ou tamanho. No entanto, tendo em conta o design atual, há algumas condições que são facilmente perceptíveis e às quais se deve obedecer:

- 1- Deve conter uma janela de visualização da zona de operação de 300mm x 300mm.
- 2- A estrutura é composta por duas molduras, com determinada geometria, que devem estar ligadas entre si.
- 3- As duas molduras devem garantir que os carros passam, com relativa margem de segurança, em ambos os sentidos.
- 4- Deve ser capaz de sustentar as cargas a que vai estar sujeita nos momentos de operação, comprometendo ao mínimo a precisão da máquina.
- 5- Deve permitir fácil acesso aos operadores para poderem ter acesso à maioria dos mecanismos em fases de operação e de manutenção.

O dimensionamento deste elemento deve ter em consideração as condições anteriormente descritas. Com todos os elementos internos já definidos, torna-se relativamente simples estabelecer dimensões que consigam satisfazer todos os requisitos.

Sendo conhecido que os eixos que operam o provete são compostos pelos mesmos componentes, podemos assumir que a altura do conjunto será igual ao comprimento do mesmo.

4.5.1 Definição do comprimento e altura da janela da estrutura

Considerando o eixo horizontal como sendo o que define o comprimento da estrutura, passa-se a expor o comprimento do conjunto dos constituintes de cada eixo na Figura 26, tendo em conta a sua posição de montagem no eixo, estando os diversos componentes especificados na Tabela 18.

Tabela 18 - Legenda da Figura 26

Nº Peça	Designação
1	Carro com Célula de Carga
2	Apoio de Célula de Carga
3	1º Conjunto Guia de Célula de de Carga / Amarra + Amarra
4	Janela de Operação de 300 mm x 300 mm
5	2º Conjunto Guia de Célula de de Carga / Amarra + Amarra
6	Carro sem Célula de Carga

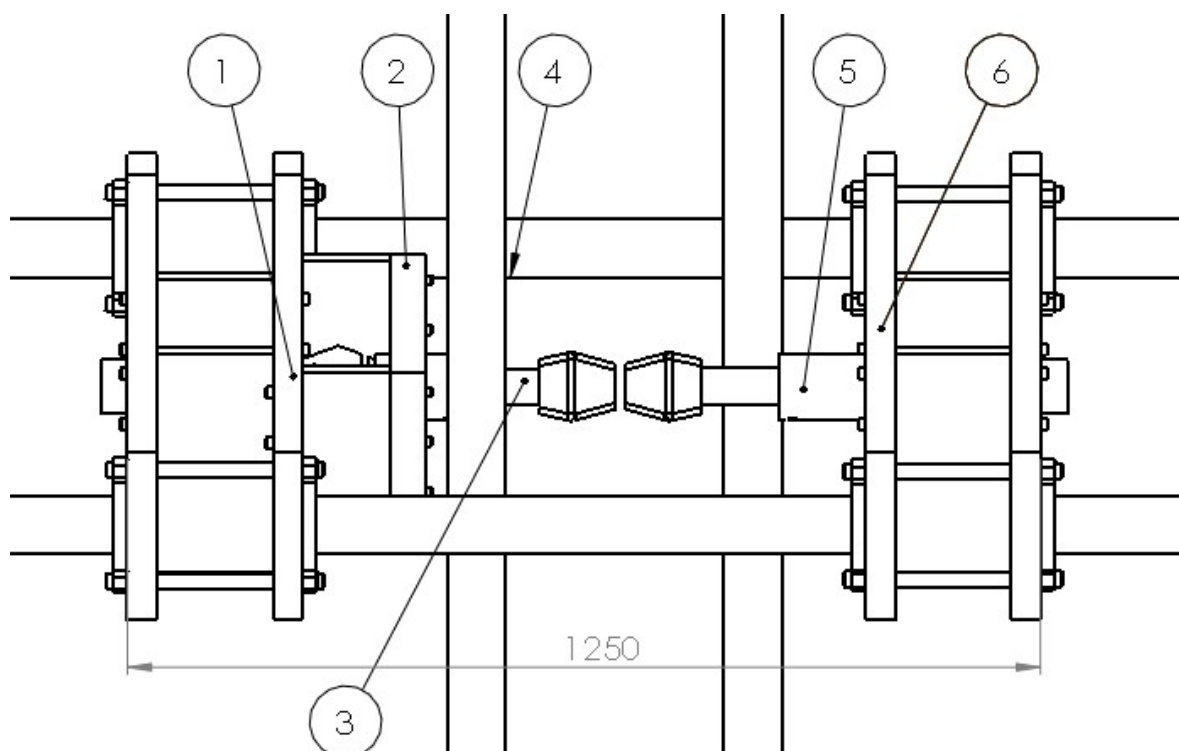


Figura 26 - Verificação das dimensões dos elementos montados no eixo

O comprimento total desta montagem é de 1250 mm. Este resultado significa que, para vermos praticamente todo o conjunto, por todo o seu campo de operação, necessitaríamos de uma janela com aproximadamente 1500mm x 1500 mm. No entanto, dado que a prioridade é apenas ter a janela de 300mm x 300mm visível, a segunda condição que se impõe é o fácil acesso dos operadores aos principais mecanismos que se encontram no interior da estrutura.

Com a janela de operação livre, o operador pode simplesmente deslocar todos os carros até ao centro, poupando cerca de 300mm em cada um dos eixos à estrutura. Tendo esta possibilidade em consideração, o comprimento ou altura interna da janela da estrutura base para o operador poder ter fácil acesso aos componentes é de aproximadamente 1200 mm.

4.5.2 Definição da largura

Nesta etapa, a única condição que é necessário satisfazer é que a estrutura deve permitir a passagem do sistema de carros, em ambos os sentidos, com relativa margem.

Na Figura 27, observa-se que a largura máxima do sistema de eixos é alcançada no eixo vertical, dado que as chapas (posterior e anterior) são mais compridas do que as do eixo horizontal. O facto de existir um ângulo de operação relativamente acentuado também favoreceu este aumento de largura.

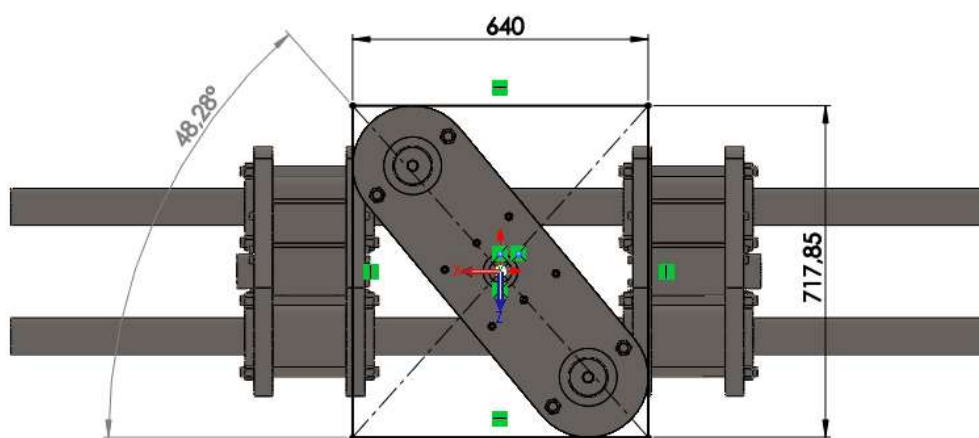


Figura 27 - Vista de cima do conjunto de carros montados

Para evitar situações de acidente que podem resultar em consequências não antecipáveis, foi estabelecida uma margem de 20mm em cada uma das extremidades da peça.

Com esta condição, já havia dados suficientes para começar a dimensionar a estrutura, sendo que a largura deverá rondar os 757 mm.

Para facilitar a construção da estrutura, e porque na largura ainda vai haver uma margem considerável entre as extremidades da estrutura e os mecanismos internos que auxiliará os

operadores a fazer a montagem / manutenção do sistema, verificou-se ser possível estabelecer as dimensões da janela visível em 1100mm x 1100mm (comprimento e altura respetivamente).

Geometria da estrutura e material a utilizar:

Antes de definir a geometria da estrutura, é necessário pelo menos ter uma ideia do material que se vai utilizar, assim como do seu perfil.

Tendo em consideração que as forças aplicadas na estrutura serão maioritariamente normais ao plano, é necessário escolher um perfil cuja inércia seja compatível com este tipo de cargas.

Escolheu-se utilizar perfis IPE para a construção da estrutura pois existiam em stock nas instalações do DEM-UA e estavam em concordância com as necessidades existentes.

Em relação à geometria da moldura, ficou definido que esta seria um quadrado com reforços diagonais.

Para definir qual dos perfis IPE seria, deu-se início a um teste que começou com perfis IPE120. Dado que se trata do componente mais influente no comportamento da MEB, a meta estabelecida para este dimensionamento foi chegar o mais próximo possível do deslocamento mínimo indicado nas condições iniciais, de 0,05 mm.

Para se entender melhor o método de análise utilizado, segue-se a explicação dos elementos conhecidos para se elaborarem testes nesta solução.

1 – É sabido que a estrutura base vai ser comprimida / tracionada com forças aplicadas nos seus lados, pelos motores que, através dos fusos, vão puxar / empurrar os carros.

2 - A estrutura base vai ser composta por duas formas geométricas que, unidas, vão segurar o sistema e assegurar o seu perfeito posicionamento.

Com as dimensões anteriormente estabelecidas, utilizou-se a ferramenta de análise da Autodesk, “Robot Structural Analysis Professional 2017”, que permite facilmente observar os comportamentos da estrutura quando submetida a determinadas cargas, com possibilidade de fazer facilmente variar os materiais que a compõem e a sua respetiva dimensão e geometria.

Os procedimentos tomados para a elaboração dos diversos testes foram:

- 1- Montagem de um conjunto de barras em forma de quadrado, com um espaçamento interno de 1100 mm. É sabido que não é aquela a distância entre os eixos das barras, dado que 1100 mm devem corresponder ao espaçamento interno e não ao espaçamento central. No entanto, como o que se pretende inicialmente é satisfazer as condições de deslocamento estabelecidas, utilizou-se esta medida para fazer comparações entre os diferentes tamanhos de perfis IPE. Mais tarde será atualizada tendo em consideração as dimensões do perfil final a utilizar.
- 2- Tendo em conta a estrutura da MEB base colocaram-se barras na diagonal a ligar os pontos em que o quadrado vai sofrer as cargas.
- 3- Definição do material da barra – tal como referido anteriormente, a barra será composta por aço S235.
- 4- Definição das respetivas cargas – A definição de cargas tem em conta 2 condições:

- a. Os 100kN aplicados em cada um dos 4 lados estão distribuídos por 2 estruturas iguais, equivalendo estes a 50kN por estrutura.
 - b. Em cada um dos lados em que os 50kN estão aplicados há 2 nós (que suportam a barra em questão), sofrendo assim uma carga de 25kN cada um.
- 5- Definição dos apoios – Nesta estrutura não existem propriamente apoios. Estamos perante um caso de um sistema fechado, em que o equilíbrio de forças não é satisfeito por apoios que reagem conforme são requisitados, mas sim pela capacidade da estrutura fechada suportar convenientemente as cargas internas a que é sujeita, independentemente de as cargas se encontrarem perfeitamente equilibradas ou não.
- A definição de apoios nesta estrutura é meramente obrigatória graças ao método de simulação neste software de simulação estrutural.
- Para que o programa consiga simular o comportamento da estrutura, necessita de um ponto fixo. Se não lhe for fornecido um, assim que for aplicada a primeira carga a estrutura vai mover-se pelo espaço virtual em que se encontra. Dito isto, para que sejam obtidos valores concretos sobre o comportamento do material é necessário permitir que este se desloque em todos os eixos em que opera, nomeadamente, vertical e horizontal (XX e YY), indicando simultaneamente ao software que a estrutura se encontra fixa num dos seus nós (6).

Esta ação vai impedir que a estrutura se movimente no espaço virtual criado pelo software permitindo ao mesmo tempo que esta se deforme conforme seria esperado. O esquema de apoios é estabelecido conforme se demonstra na Figura 28, estando os nós representados a vermelho e as barras apresentadas a preto.

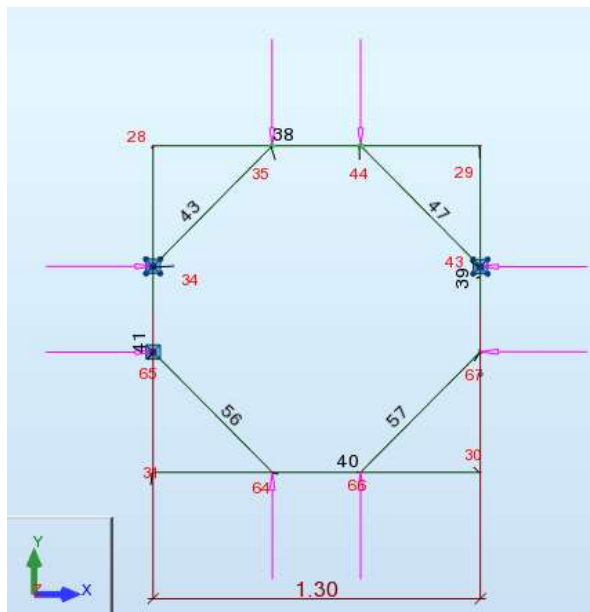


Figura 28 - Estrutura do quadrado final no software Robot Structural Analysis da Autodesk

Para criar restrições é necessário primeiro criar perfis de apoios, e depois aplicar os mesmos aos nós cujo movimento se pretende limitar, como se demonstra de seguida na Tabela 19.

Tabela 19 - Restrições aos nós do quadrado para simulação no Software Robot Structural Analysis

Nome do apoio	Lista de nós	UX	UY	UZ	RX	RY	RZ
Fixo	65	Fixo	Fixo	Fixo	Livre	Livre	Livre
Apoio_1	67	Livre	Fixo	Fixo	Livre	Livre	Livre
Apoio_2	34 e 43	Livre	Livre	Fixo	Livre	Livre	Livre

Em que UX, UY, UZ e RX, RY, RZ representam os deslocamentos e rotações nos respetivos eixos.

- 6- Definição do perfil das barras – esta é uma etapa relativamente simples, mas morosa. Avaliando a MEB base verificou-se que a aplicação do perfil IPE120 foi um sucesso. Assim avaliou-se o comportamento do mesmo quando aplicado nas novas condições, tendo-se chegado à conclusão de que é insuficiente. Assim, foi necessário experimentar perfis maiores para melhorar os resultados, fazendo com que por cada simulação fosse variando o perfil de cada barra que compõe a estrutura. Consequentemente faz-se variar a inércia que irá contrariar as cargas exercidas na estrutura. As diferenças no deslocamento de cada barra vão se refletir de teste para teste.

Esta etapa faz-se em simultâneo com a etapa 2 antes especificada. O principal objetivo é perceber, para uma geometria e dimensão constante, qual é o melhor perfil para esta aplicação.

Neste software são estabelecidas as características barra a barra, como é demonstrado na Tabela 20.

Tabela 20 - Definição das características das barras do quadrado no Software Robot Structural Analysis

Barra	Nó 1	Nó 2	Seção
38	28	29	IPE 200
39	29	30	IPE 200
40	30	31	IPE 200
41	31	28	IPE 200
43	34	35	IPE 120
47	43	44	IPE 120
56	64	65	IPE 120
57	66	67	IPE 120

De acordo com o esquema e condições apresentadas anteriormente, e sucessivas variações no perfil (“Seção”) utilizado, obtiveram-se os seguintes resultados:

Deslocamentos por nó utilizando Secções IPE120 (Tabela 21):

Tabela 21 - Resultados dos deslocamentos nodais no quadrado com perfis IPE120

Nó/Caso	UX (mm)	UY (mm)	UZ (mm)
28/ 1	-0,06202	-0,03495	-0,00000
29/ 1	-0,10199	-0,03465	-0,00000
30/ 1	-0,10162	0,00403	-0,00000
31/ 1	-0,06168	0,00404	-0,00000
34/ 1	0,00016	-0,03090	0,0
35/ 1	-0,06614	-0,07492	-0,00000
43/ 1	-0,16387	-0,03060	0,0
44/ 1	-0,09786	-0,07521	-0,00000
64/ 1	-0,06581	0,04456	-0,00000
65/ 1	0,0	0,0	0,0
66/ 1	-0,09749	0,04470	-0,00000
67/ 1	-0,16349	0,0	0,0

Nesta simulação ainda existiam alguns pontos a deslocarem-se na ordem das décimas de milímetro, uma situação que se pretendia evitar. Foi então necessário seguir para uma solução mais exigente, subindo para IPE200.

Deslocamentos por nó utilizando Secções IPE200 (Tabela 22):

Tabela 22 - Resultados dos deslocamentos nodais no quadrado com perfis IPE200

Nó/Caso	UX (mm)	UY (mm)	UZ (mm)
28/ 1	-0,01996	-0,01850	-0,00000
29/ 1	-0,04291	-0,01834	-0,00000
30/ 1	-0,04281	0,00414	-0,00000
31/ 1	-0,01985	0,00415	-0,00000
34/ 1	0,00001	-0,01433	0,0
35/ 1	-0,02407	-0,03501	-0,00000
43/ 1	-0,06285	-0,01419	0,0
44/ 1	-0,03878	-0,03505	-0,00000
64/ 1	-0,02398	0,02081	-0,00000
65/ 1	0,0	0,0	0,0
66/ 1	-0,03868	0,02085	-0,00000
67/ 1	-0,06277	0,0	0,0

Deslocamento médio em XX de aproximadamente 0,031 mm e em YY de 0,007 mm, é um resultado bastante aceitável tendo em consideração os requisitos propostos.

Estando escolhidos os perfis a utilizar, passou-se a atualizar o quadrado para assegurar os 1100 mm de diâmetro interno. Essencialmente, a operação consistiu em passar a distância entre os centros das barras, de 1,10 para 1,30 metros.

Para aliviar o peso da estrutura e a facilidade de montagem, foi decidido que se iam substituir as barras diagonais (43,47,56 e 57 respetivamente) por perfis IPE120. Esta alteração teve repercussões negativas no comportamento da estrutura, mas mesmo assim, forneceu resultados bastante aceitáveis, como é demonstrado na Tabela 23.

Tabela 23 – Resultados dos deslocamentos nodais no quadrado com perfis IPE200 e IPE120 nas barras diagonais

Nó/Caso	UX (mm)	UY (mm)	UZ (mm)
28/ 1	-0,03541	-0,02115	-0,00000
29/ 1	-0,06375	-0,02100	-0,00000
30/ 1	-0,06363	0,00680	-0,00000
31/ 1	-0,03528	0,00680	-0,00000
34/ 1	0,00004	-0,01433	0,0
35/ 1	-0,04221	-0,05230	-0,00000
43/ 1	-0,09922	-0,01419	0,0
44/ 1	-0,05692	-0,05239	-0,00000
64/ 1	-0,04210	0,03817	-0,00000
65/ 1	0,0	0,0	0,0
66/ 1	-0,05680	0,03823	-0,00000
67/ 1	-0,09911	0,0	0,0

Deslocamento médio em XX de aproximadamente 0,049 mm e em YY de 0,007 mm.

Como se pode verificar, os valores dos deslocamentos obtidos encontram-se muito próximos do objetivo traçado. Depois de desenhar os dois aros que vão compor a estrutura base, é necessário ligar os mesmos (Figura 29), tendo em consideração que estas ligações devem permitir que os carros de ambos os eixos se desloquem, sem qualquer restrição, por todo o seu percurso com uma margem de segurança considerável, já estipulada anteriormente.

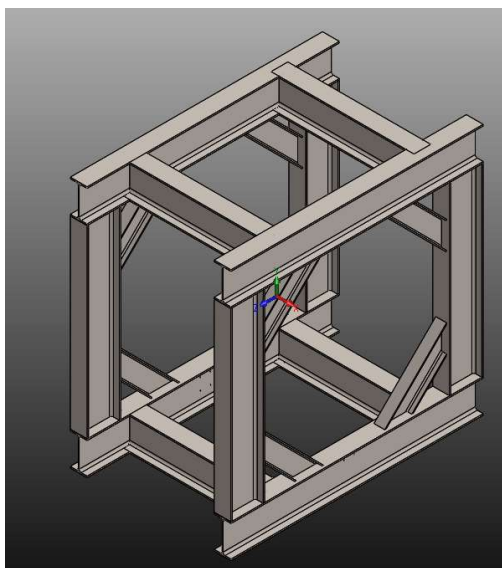


Figura 29 - Estrutura com quadrados ligados sem suportes dos apoios do motor

Ainda foi necessário implementar suportes para que se consigam suportar os apoios dos motores e guias dos carros (Figura 30). Na extremidade que vai estar virada contra os apoios, é necessário um reforço com espessura suficiente para permitir a ligação aparafusada que vai ligar o apoio à estrutura base. De notar que estes suportes serão compostos por pequenas secções de IPE200 e a sua ligação à estrutura será feita através de soldadura. Para albergar todos componentes com facilidade, estimou-se que cada apoio se encontraria a 400 mm de cada uma das extremidades da estrutura, permitindo o encaixe de um apoio de motor com 700 mm de altura que é suficiente para apanhar todas as guias dos carros tanto na configuração horizontal como na vertical.

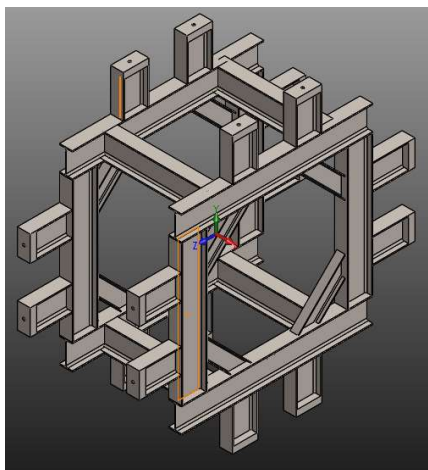


Figura 30 - Estrutura do quadrado já com suportes para apoios dos motores

No final é necessário assegurar que a estrutura base tem capacidade de assentar corretamente no piso onde será montada. Assim colocaram-se quatro pernas em perfil IPE120 para sustentarem a estrutura (Figura 31). Apesar de este perfil ser uma solução muito sobredimensionada (dado que só vai sofrer cargas à compressão e estas corresponderão ao peso da estrutura), vai ser relativamente simples de soldar à estrutura existente, garantindo um posicionamento e perpendicularidades precisas.

Calculou-se que, para uma boa utilização da MEB, a área de operação que está no seu centro, deve estar a 1,5m de altura. Para assegurar uma boa soldadura e paralelismo entre os perfis de apoio e os perfis que compõem a estrutura, estabeleceu-se que estas pernas devem ter um comprimento de cerca de 400mm dentro da estrutura existente. Para garantir os 1,5m de altura da área de operação, vão precisar de mais 800mm para fora da estrutura.

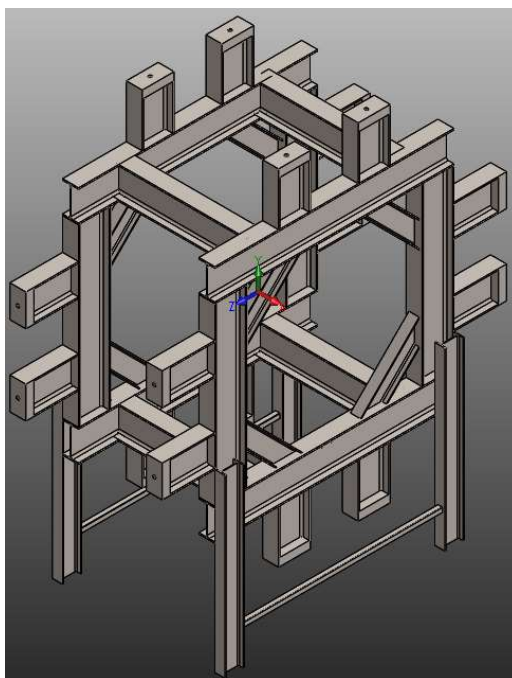


Figura 31 - Estrutura base final

Para tornar este equipamento relativamente móvel, foram criadas 2 ligações com tubo quadrado com 30 mm de lado e 3 mm de espessura, sob a norma EN 10219, na parte inferior dos apoios IPE120, para permitir que seja transportada por um porta-paletes (Figura 31). De notar que para um transporte seguro não bastará apoiar a estrutura pela sua base no equipamento de transporte. Dado que o centro de massa da MEB está num ponto elevado, devem ser tidas em conta medidas adicionais para garantir que a máquina não tombe em qualquer circunstância durante o transporte.

Seguidamente, podem dimensionar-se os apoios dos motores, etapa esta que vai necessitar de algum esforço para combater a grande carga de 100kN que é aplicada diretamente no centro desta peça, através do rolamento.

4.6 Dimensionamento dos apoios dos motores

No design atual, esta peça tem como função principal fixar o fuso enquanto este faz deslocar o conjunto porca/carro em ambos os sentidos. Para uma compreensão mais fácil desta peça, passa-se a explicar a sua função recorrendo a uma vista de corte de um sistema idêntico ao implementado, na Figura 32.

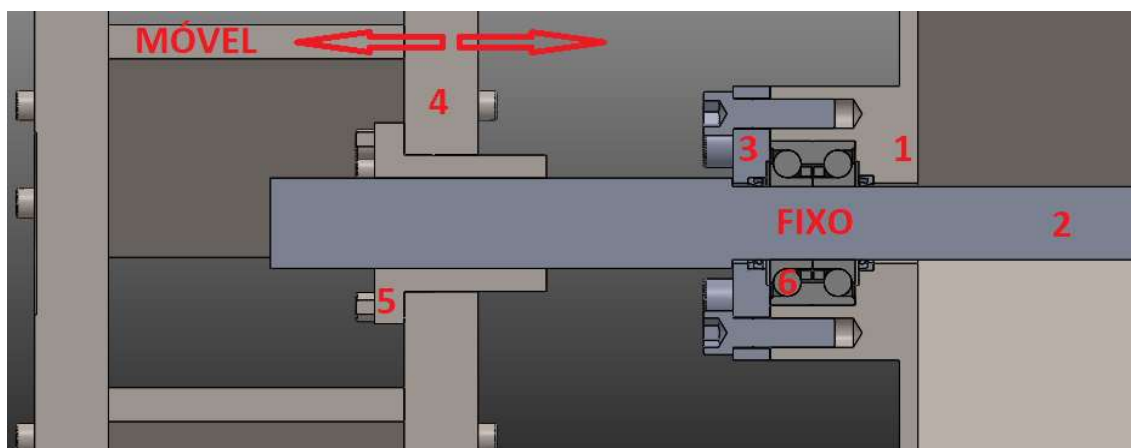


Figura 32 - Esquema adaptado da montagem dos subcomponentes do apoio do motor. 1 – Apoio do motor, 2 – Fuso, 3 – Chapa posterior de fixação do rolamento, 4 – Carro, 5 – Porca de esferas, 6 – Rolamento

Fazendo girar o fuso (Figura 32 - 2), vai-se deslocar a porca que posteriormente irá puxar ou empurrar o carro que irá tracionar ou comprimir o provete. Numa análise mais prática a um sistema de tração / compressão é simples perceber que as reações provocadas pelos testes nos provetes vão ser sentidas nos apoios que exercem cargas sobre estes. No caso da nova MEB, os locais onde são exigidas maiores cargas são as extremidades fixas que, por ordem, começam na amarra que está a testar o provete, passando esta a força para o carro (5), que através da porca de esferas (Figura 32 - 4), passa para o fuso (Figura 32 - 2), que transmite as cargas para o rolamento (6) que, por sua vez, transmite as suas cargas para o apoio em que se encontra (Figura 32 - 1).

Para se conseguir perceber todos os requisitos que este apoio deve ter, é necessária a definição de todos os componentes internos.

Tendo em conta que o fuso já se encontra dimensionado, e que se espera utilizar um sistema como o apresentado anteriormente, é necessário de seguida dimensionar o rolamento no qual o fuso estará fixo.

4.6.1 Rolamento de apoio do fuso

Num ponto de partida sabemos que este rolamento deve respeitar algumas condições essenciais, nomeadamente:

- 1- O seu diâmetro interno deve ser de 40 mm. Este corresponde ao diâmetro que o fuso irá ter após maquinação.
- 2- Deve obedecer a um fator de segurança de no mínimo 1.25. Desta forma, deve suportar uma carga estática de cerca de 125kN.
- 3- Se possível, deve ser um rolamento cuja manutenção seja reduzida.
- 4- Deve ter capacidade de sofrer cargas em ambas as direções.

Após alguma pesquisa em catálogos da FAG não ter retornado soluções viáveis para a presente aplicação, decidiu-se pesquisar na internet por outros fabricantes. Durante esta pesquisa encontrou-se a empresa Schaeffler [23] que comercializa produtos INA e FAG e disponibiliza aos seus clientes uma ferramenta própria para selecionar rolamentos mediante as condições de utilização às quais vão estar sujeitos.

Colocando as condições acima descritas, a ferramenta tratou de exibir a coleção de rolamentos que se integram nas mesmas. Ao verificar os resultados, apresentaram-se duas soluções que eram viáveis e, dessas duas, só uma obedecia totalmente aos critérios estipulados. Foi então escolhido o rolamento de esferas de contacto angular ZKLN4090-2Z-XL.

Com esta etapa superada, já se pode afirmar que o método de fixação do fuso será igual ao da MEB base para esta nova versão. Assim sendo, o próximo passo é dimensionar a porca do eixo, que vai travar a movimentação do fuso na extremidade do lado oposto ao do carro, e a sua respetiva arruela de trava que vai impossibilitar que esta porca se desaperte durante a operação da MEB.

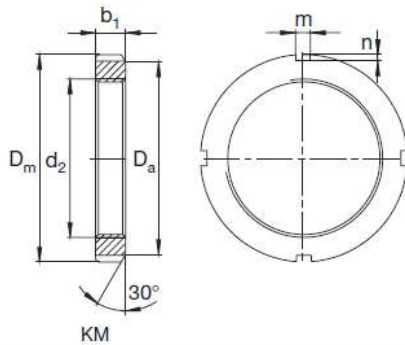
4.6.2 Porca de eixos

Sendo conhecido que o diâmetro do eixo que encaixará no rolamento é de 40mm, foi necessário recorrer ao catálogo da FAG [24] para saber qual a porca normalizada que pode ser utilizada no aperto deste fuso contra o rolamento.

Feita a análise, a porca escolhida foi a KM8, com as especificações indicadas na Tabela 24.

Tabela 24 - Especificações da porca de eixo KM8 [24]

Porcas de eixo FAG



Rosca	Dimensão					Peso <i>Rad.</i>	Designação	
d ₂	D _m	b ₁	D _a	m	n	Porca	Porca	Trava correspondente
	mm					kg	FAG	FAG
M40x1,5	58	9	50	6	2,5	0,085	KM8	MB8, MB8A

Tal como indicado no catálogo da FAG, estas porcas são fabricadas de acordo com as normas DIN 981 e ISO 2982-2. O seu material confere uma resistência à tração de, no mínimo, 350 N/mm².

Para certificar que a porca é perfeitamente capaz de sustentar os 100kN a que poderá vir a ser sujeita, foi calculada a força por unidade de área à qual a porca vai estar sujeita. Na Equação (15) é determinada a área de superfície onde a força vai estar aplicada.

$$A_s = \frac{\pi * (D_m - d_2)^2}{4} - A_{ranhuras} = \frac{\pi * (58 - 40)^2}{4} - 4 * (6 * 2,5) = 194,47 \text{ mm}^2 \quad (15)$$

Com a área de superfície podemos calcular a tensão a que a porca de eixo KM8 vai estar sujeita através da Equação (16):

$$T = \frac{F}{A} = \frac{100000}{194,47} = 514 \text{ MPa} \quad (16)$$

Estando este valor muito acima do previsto pela FAG, decidiu-se colocar duas porcas em série para reduzir para metade a tensão aplicada em cada uma. Desta forma, cada porca fica a sustentar 257 N/mm², um valor que está de acordo com o fator de segurança mínimo previsto para o dimensionamento destes componentes, de 1,25.

Vão ser necessárias no total 8 unidades para apertar todos os fusos que vão integrar a MEB.

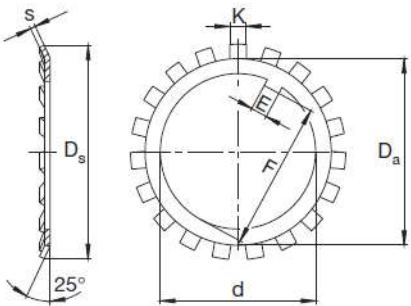
4.6.3 Arruela de Segurança

Para impossibilitar o desaperto da porca de eixo, é associada a esta uma arruela de trava que, tal como o nome indica, serve para travar uma eventual rotação da porca.

Como indicado na Tabela 24, a trava correspondente à porca KM8 poderá ser a MB8 ou a MB8A. Dado que se trata de uma porca de pequenas dimensões, e a tensão que vai ter aplicada é inferior à especificada pela FAG, optou-se pela solução mais simples, MB8, apresentada na Tabela 25.

Tabela 25 - Especificações da arruela de segurança MB8 [24]

Arruelas de segurança FAG



Designação	Dimensão							Peso
Arruela de segurança	d	D _s	D _a	s ¹⁾	E ²⁾	F	K	100 peças
FAG	mm							kg
MB8	40	62	50	1,25	6	37,5	6	1,23

Vão ser necessárias quatro arruelas no total para os fusos do sistema da MEB.

Nesta etapa já é possível definir completamente o fuso para posterior encomenda. ~

4.6.4 Dimensões gerais do fuso

Tendo em conta os dados já fornecidos é possível definir por completo as diversas dimensões do fuso roscado, como ilustrado na Figura 33.

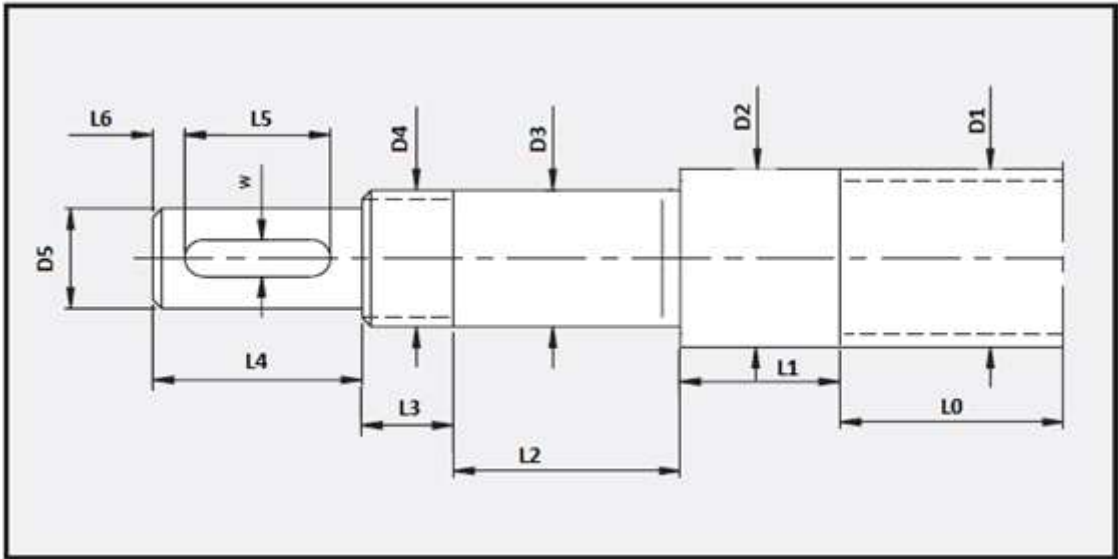


Figura 33 - Esboço do formato do fuso SR5010

As variáveis indicadas na Figura 33 equivalem a:

D1 – A Rosca do fuso é circular, a Figura 34 demonstra a mesma em maior pormenor, tendo os seguintes diâmetros:

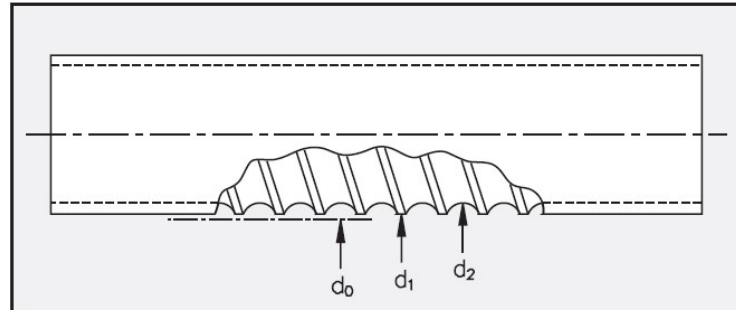


Figura 34 - Vista em pormenor da rosca do fuso SR5010

d0 – 50 mm de diâmetro nominal;

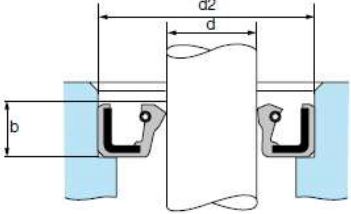
d1 – 49,5 mm;

d2 – 44,1 mm.

L0 – O comprimento desta secção só pode ser completamente definido quando o sistema estiver totalmente montado, no entanto prevê-se que rondará os 500 mm.

D2 – 50 mm de diâmetro sem roscado. Esta secção serve para travar o fuso contra o rolamento e, simultaneamente, permite a colocação de um vedante na extremidade posterior do rolamento. Nesta secção vai ser incluído um vedante para uma das extremidades do espaço para o rolamento. O vedante foi selecionado a partir do catálogo da ERIKS, com as especificações estabelecidas na Tabela 26.

Tabela 26 - Especificações do Vedante do Rolamento - Lado Carro [22]



shaft diameter d	$d2$	b $\pm 0,2$
50	65	8
	68	
	72	

Serão necessárias quatro unidades deste componente.

L1 – O comprimento da secção D2 é de 30 mm

D3 – 40 mm de diâmetro. De notar que esta secção deve ser cuidadosamente maquinada para que seja garantido o toleranciamento indicado pelo fabricante do rolamento, que especifica que a

mesma deve ter uma circularidade com grau de tolerância IT2. Aquando da maquinação desta secção, deve ser tida em consideração a superfície perpendicular que vai advir da diferença de diâmetros entre D2 e D3. Entre a superfície com diâmetro D3 e a sua perpendicular, deve ser garantida uma perpendicularidade com grau de tolerância IT4. A rugosidade de ambas as superfícies (paralela e perpendicular a D2) deve ser no máximo 8 µm.

L2 - Dado que o comprimento do rolamento é de 46mm, o comprimento da secção D3 deve ser igualmente de 46mm, para permitir que as porcas fixem corretamente o mesmo e que toda a superfície interna do rolamento esteja em contacto com a do fuso.

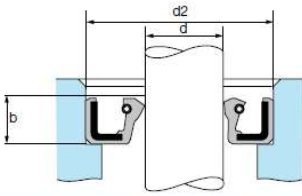
D4 – 40 mm.

L3 – Todo este comprimento deverá ser roscado M40x1,5 e a sua extensão é calculada através dos elementos que aqui vão roscar. Pelos dimensionamentos anteriores, é sabido que serão utilizadas duas porcas de eixo e uma arruela de segurança. Somando as espessuras das duas porcas de eixo KM8 com a da arruela de trava, determina-se que o comprimento mínimo desta secção roscada é de 19,25 mm.

Para existir uma margem de manobra considerável, recomenda-se adicionar 4 mm a este comprimento. Temos assim que L3 ≈ 24 mm.

D5 – 35 mm de diâmetro sem roscado. Sendo que o furo em que este veio vai encaixar segue o ajustamento H7 no sistema ISO, é conveniente que este veio seja maquinado seguindo o mesmo ajustamento h7. Nesta secção vai ser incluído um vedante para uma das extremidades do caixilho do rolamento. O vedante foi seleccionado a partir do catálogo da ERIKS, com as especificações estabelecidas na Tabela 27.

Tabela 27 - Especificações do Vedante do Rolamento - Lado Redutor [22]



shaft diameter <i>d</i>	<i>d2</i>	<i>b</i> ± 0,2
35	47	7
	50	
	52	
	55	
	47	
50	50	8
	52	
	55	

Para determinar a dimensão da secção D5, foi necessário dimensionar todo o conjunto motor-reductor. Seguidamente apresentam-se estes dois importantes elementos.

4.6.5 Dimensionamento do conjunto motor - redutor passo a passo

Para escolher um motor passo a passo, há algumas noções que se devem adquirir em relação ao funcionamento dos mesmos.

Um motor passo a passo é um transdutor de potência de saída constante. A sua potência é definida pela multiplicação do binário pela sua velocidade. Por outras palavras o binário é o inverso da velocidade do motor. No contexto técnico, o binário corresponde à corrente que atravessa o motor e a velocidade de rotação à tensão.

Como nas condições reais temos de contar com todas as limitações dos materiais, sendo estas químicas, mecânicas, entre outras, este tipo de motores tem limitações tanto na sua velocidade como no binário de operação que, por norma, costumam vir descritas pelos seus fabricantes. Na Figura 35, pode-se verificar que uma máquina ideal, sem qualquer uma das restrições acima descritas, teria um comportamento que iria pôr em causa a integridade do mecanismo, com o binário a escalar para infinito quando a velocidade se aproxima de zero e vice-versa.

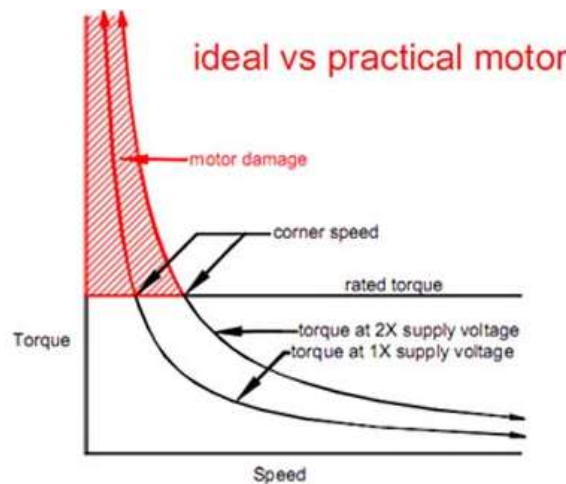


Figura 35 - Relação Velocidade/Binário num motor passo a passo

As principais vantagens na utilização deste tipo de motores prendem-se com:

- 1- Capacidade de converter sinais digitais em movimento mecânico. O ângulo de rotação do motor é diretamente proporcional ao número de impulsos de entrada, podendo através daí ser controlado com precisão através de sinais lógicos.
- 2- Capacidade de auto-retenção (self-holding), possibilitando que o rotor esteja completamente parado, mantendo o seu binário máximo [14].

Para dimensionar este componente é necessário saber em que condições vai operar. Assim sendo, são inicialmente calculados o binário que terá de ser aplicado ao fuso para movimentar cargas de 100kN no mesmo. Os dados gerais do sistema são apresentados na Tabela 28.

Dado que os ensaios são feitos a uma velocidade muito reduzida, as forças dinâmicas são excluídas desta análise.

A Equação (21) foi determinada para calcular o binário necessário para operar o fuso de esferas em carga. Para chegar à equação anteriormente referida, é considerado que existe conservação da

potência durante a sua transmissão. Tendo uma potência de entrada fornecida pelo conjunto motor/redutor (Equação (17)), vai existir uma potência de saída que exerce determinado trabalho num determinado tempo (Equação (19)). É de notar que à potência de saída ainda foi associado o rendimento da ligação fuso-porca de cerca de 90%.

Sendo conhecido que se vai utilizar um motor passo a passo e que as velocidades de rotação do fuso são bastante reduzidas, na ordem de 1 rpm de acordo com a MEB base (deslocamento axial de 10mm/min) [14], foi estabelecida uma base temporal de 1 minuto.

Tabela 28 - Dados Gerais para cálculo do binário necessário para movimentar o sistema fuso-porca a 100kN

Variável	Nomenclatura	Valor
Velocidade de deslocamento em carga, de acordo com a MEB base [mm/min]	-	10
Rendimento da ligação fuso-porca de esferas [-]	η	0,9
Carga a transportar [N]	F	100000
Rotações por minuto do fuso [rpm]	N	1
Passo fuso (Deslocamento axial) [m]	D	0,01
Tempo de operação a considerar [minutos]	t	1

A potência de entrada do fuso em Watts é determinada através de:

$$P_{entrada} = Mf * \omega \text{ (W)} , \quad (17)$$

em que Mf é o binário a exercer no fuso, determinado na Equação (21), e ω é a velocidade angular, determinada na Equação (18).

A velocidade angular do fuso em rad/minuto é calculada através de:

$$\omega = 2\pi * N \left(\frac{rad}{min} \right) , \quad (18)$$

em que N é o número de rotações do fuso por minuto indicado na Tabela 28.

A Potência de saída no fuso em Watts com compensação pelo rendimento do sistema fuso-porca pode ser determinada por:

$$P_{saída} = \frac{W}{t * \eta} \text{ (W)} , \quad (19)$$

em que W corresponde ao trabalho, determinado na Equação (20), t corresponde ao tempo, indicado na Tabela 28, e η corresponde ao rendimento da ligação fuso-porca de esferas, indicado na Tabela 28.

O trabalho desenvolvido pelo sistema fuso-porca pode ser calculado através de:

$$W = F * D \text{ (W)} , \quad (20)$$

em que F corresponde à carga a transportar, em Newtons, indicada na Tabela 28, e D corresponde ao passo do fuso, em metros, indicado na Tabela 28.

O binário necessário para operar o fuso, em Nm, provém da igualdade entre as equações (17) e (19) e pode ser determinado da seguinte forma:

$$P_{entrada} = P_{saída} \Leftrightarrow Mf * \omega = \frac{W}{t * \eta} \Leftrightarrow Mf = \frac{W}{t * \eta * \omega} \Leftrightarrow$$

$$Mf = \frac{F * D}{t * \eta * 2\pi * N} \text{ (Nm)}, \quad (21)$$

em que as variáveis F, D, t, N e η estão indicadas na Tabela 28. O resultado da Equação (21) está indicado na Tabela 29.

Tabela 29 - Resultado da aplicação da Equação (21)

Variável	Nomenclatura	Resultado
Binário necessário para rodar o fuso sob 100kN de carga [Nm]	Mf	176,8

Como apresentado na Tabela 29, vamos precisar de um conjunto motor-redutor capaz de sustentar e transmitir 176,8 Nm de binário ao fuso.

Sendo que a velocidade de operação do sistema é muito baixa, para efeitos de dimensionamento foi dada prioridade ao binário transmitido ao fuso. Com isto se quer assinalar que o correto dimensionamento do redutor irá devolver mais facilmente resultados positivos na performance do equipamento.

Começou-se por escolher um motor com um binário e velocidade consideráveis, para posteriormente ser utilizado um redutor na zona de maior rendimento do motor. Após alguma pesquisa, foi encontrado um kit para máquinas CNC que se enquadra perfeitamente na nova MEB. Este corresponde ao conjunto de 4 motores Nema 34 Stepper Motor (P/N 34HS59-5004S) [18] e ao respetivo driver, sendo esta solução consideravelmente mais barata do que a compra individual de cada componente. As especificações dos motores são apresentadas na Tabela 30:

Tabela 30 - Especificações do motor bipolar passo a passo [18]

Variável	Valor
Binário Máximo [Nm]	14
Velocidade suportada pelo motor [rpm]	0 – 800
Ângulo de passo [°]	1,8
Tensão de operação recomendada [V]	24 – 60
Potência máxima [Watts]	300
Diâmetro veio [mm]	14

Com as especificações de entrada e saída já definidas torna-se possível escolher o redutor. Foi necessário contactar potenciais fornecedores para ter a ideia de qual seria a oferta de mercado.

Assim, foram propostas soluções do fabricante SITI [19] (italiano), que cobrem uma vasta gama de redutores com capacidades diferentes, dependendo da velocidade de operação do motor.

Após uma curta análise ao catálogo verificou-se que este apresentava dados para gamas de velocidades de entrada entre as 2800 e 500 rpm. Sendo que um motor passo a passo pode operar bem abaixo das 500 rpm (até próximo de 0 rpm), é necessário ter em consideração o decréscimo de rendimento por parte do redutor inerente ao fator de redução. Na Tabela 31 pode verificar-se a prestação do redutor U75 da SITI.

Tabela 31 - Especificações técnicas do funcionamento do redutor SITI U75 [19], sendo “i” o fator de redução, “n1” a velocidade de entrada no redutor em rpm, “n2” a velocidade de saída do redutor em rpm, “M2” o momento máximo à saída em Nm, “kW1” a potência máxima à entrada do redutor em kW, “HP1” a potência máxima à entrada do redutor em Cv e “RD” o rendimento do redutor.

U 75						
i	n ₁	n ₂	M ₂ (Nm)	kW ₁	HP ₁	RD
7,5	500	67	290	2,40	3,27	0,842
10		50	290	1,85	2,52	0,819
15		33	290	1,31	1,78	0,774
20		25	290	1,02	1,39	0,741
25		20	265	0,78	1,06	0,711
30		17	300	0,79	1,08	0,660
40		13	300	0,64	0,87	0,614
50		10	270	0,49	0,67	0,573
60		8	256	0,41	0,56	0,538
70		7	239	0,35	0,48	0,506
80		6	220	0,30	0,40	0,487
100		5	211	0,24	0,33	0,454

Observando os dados presentes na Tabela 31, podemos verificar que esta gama de redutores tem um rendimento médio que ronda os 0,65. Tendo em consideração a Equação 30, foi possível determinar qual é o fator de redução (Equação 31) mais apropriado para esta aplicação (Tabela 32). Para o fazer, foram utilizados os dados do motor presentes na Tabela 29, conjuntamente com o binário necessário para operar o fuso, presente na Tabela 28, e o rendimento médio determinado anteriormente. O resumo dos dados necessários encontra-se apresentado na Tabela 31.

Tabela 32 - Dados necessários para calcular o fator de redução do redutor da nova MEB

Variável	Nomenclatura	Valor
Binário de saída do redutor – indicado na Tabela 29 [Nm]	$Binário_{saída\ redutor}$	176,8
Binário de entrada do motor – apresentado na Tabela 30 [Nm]	$Binário_{entrada\ motor}$	14
Rendimento médio redutor [-]	$Rendimento_{redutor}$	0,65

O fator de redução que o redutor deve possuir para poder transmitir o binário anteriormente calculado ao fuso pode ser determinado através da seguinte fórmula [18]:

$$Fator_{redução\redutor} = \frac{Binário_{saidaredutor}}{Binário_{entradamotor} * Rendimento_{redutor}} \quad (22)$$

cujas variáveis se encontram representadas na Tabela 32. O resultado da Equação (22) está indicado na Tabela 33.

Tabela 33 - Resultado da aplicação da Equação (22) com os dados da Tabela 32 - Fator de redução do redutor

Variável	Nomenclatura	Unidades	Valor
Fator de redução do redutor da nova MEB	$Fator_{redução\redutor}$	-	19,42

Tendo em conta o resultado demonstrado na Tabela 33, o redutor a utilizar será um redutor SITI U 75 com fator de redução de 1:20.

Após esta fase, foi verificado que seriam necessárias duas peças adicionais para aplicar com sucesso o motor selecionado a este redutor:

- 1- Foi necessário criar uma união de veios para ligar o veio do motor de 14 mm de diâmetro ao veio de entrada do redutor, que tem 24 mm de diâmetro com estria para travamento. Assim sendo, é necessário fabricar uma peça adaptadora que inicialmente encaixará no veio do motor e fixará o mesmo através do aperto por 4 parafusos sem cabeça CHC ISO 4026-M8x1x20-8.8 contra as duas superfícies faceadas do veio do motor e, de seguida, encaixará no veio de entrada do redutor.
Para dimensionar esta ligação aparafusada foi tida em conta a força de atrito gerada entre o fuso e a união (Equação (24)), que deve ser superior à força de corte gerada pelo binário do motor (Equação (23)). Os dados da Tabela 34 foram utilizados para calcular a força gerada pelo binário do motor e a força a aplicar para vencer o atrito.
Na Tabela 34 é possível verificar os dados necessários para determinar a força de aperto das ligações aparafusadas.

Tabela 34 - Dados para determinar a força de aperto a aplicar pela ligação aparafusada da união de veios

Variável	Nomenclatura	Valor
Coeficiente de atrito Aço-Aço – Utilizado o valor mínimo para maximizar o coeficiente de segurança [27] [-]	μ_{atrito}	0,5
Binário de entrada do motor – apresentado na Tabela 32 [Nm]	$M_{entradamotor}$	14
Raio do veio do motor [m]	R	0,007
Coeficiente de Segurança para dimensionar as ligações aparafusadas [-]	γ_f	2

A adaptação da equação do momento para determinação da força de atrito, que deve existir para não permitir a rotação do veio no interior da união, pode ser feita através de:

$$Fa = \frac{M_{entradamotor}}{R} (N), \quad (23)$$

com as suas variáveis indicadas na Tabela 34 e o seu resultado apresentado na Tabela 35.

A manipulação da equação da força de atrito estático permite obter a força de aperto (F_p) necessária para travar o veio do motor, resultado em:

$$Fa = \mu_{atrito} * F_p \Leftrightarrow F_p = \frac{Fa}{\mu_{atrito}} * \gamma_f (N), \quad (24)$$

sendo F_a a força de atrito mínima que é apresentada na Tabela 35, μ_{atrito} o coeficiente de atrito aço-aço, indicado na Tabela 34 e γ_f o coeficiente de segurança contemplado, igualmente indicado na tabela anterior. O resultado da resolução da Equação (24) está indicado na Tabela 35.

Tabela 35 - Resultado da força de aperto das ligações aparafusadas ao veio do motor

Variável	Nomenclatura	Valor
Força de corte a vencer pela força de atrito – Equação (23) [N]	F_a	2000
Força de aperto da ligação aparafusada que gera atrito suficiente para travar o veio – Equação (24) [N]	F_p	8000

Pelos resultados obtidos na Tabela 35, um parafuso M6 de classe 8.8 seria suficiente para travar o veio. A seleção final de 4 parafusos sem cabeça CHC ISO 4026-M8x1x10-8.8 foi influenciada pela garantia de que a superfície acima fica perfeitamente ligada com a ponta plana do parafuso escolhido.

Estes parafusos suportam a força de aperto proposta [25] e permitem uma maior área de contacto entre parafuso e face do veio que eliminará qualquer hipótese de desalinhamento do veio do motor.

A peça final terá um aspeto idêntico ao apresentado na Figura 36. Os furos demonstrados na figura devem ser roscados.

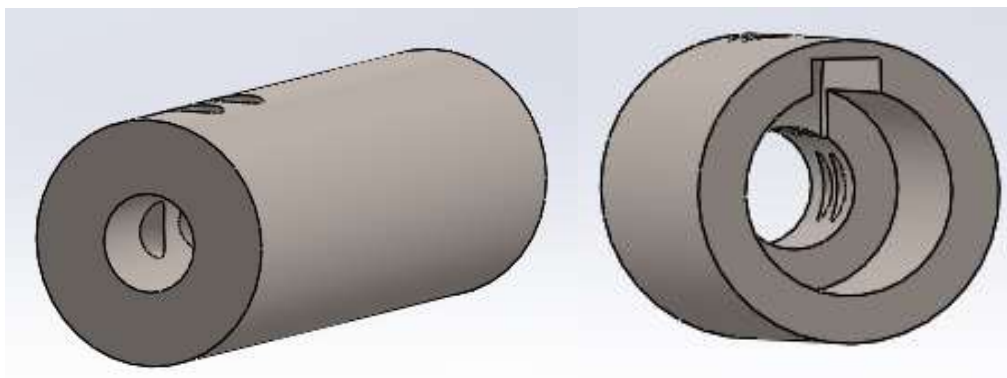


Figura 36 - Várias vistas do acoplamento motor/redutor

- 2- Para fazer o correto apoio do motor, foi também necessário desenhar uma flange que permita compatibilizar as posições das ligações aparafusadas do motor passo a passo com o redutor (Figura 37). Inicialmente deve ser fixada por 6 parafusos ISO 4762-M6x1x30 – 8.8 ao redutor (estipulados pela SITI [19]), seguidamente deve ser colocado o acoplamento no veio do redutor e, por fim, deve ser inserido o veio do motor no acoplamento, sendo este último fixado com 4 parafusos iguais aos anteriormente especificados (estipulados pelo fabricante do motor [18]). Foi aberto um rasgo nesta peça para permitir o perfeito manuseamento e aperto dos parafusos sem cabeça que vão travar o veio do motor ao acoplamento.

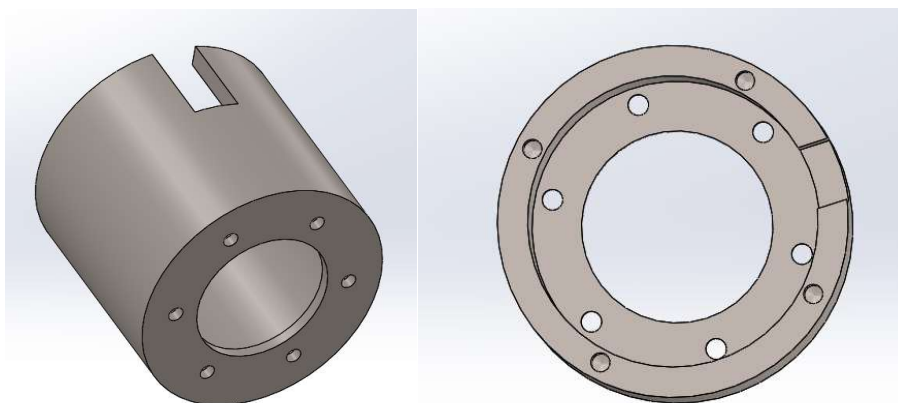


Figura 37 - Vistas da adaptação para apoiar o motor ao redutor

Este redutor vem por defeito com um furo para o eixo de saída de 28mm de diâmetro, mas como o fabricante permite encomendar um furo de 35 mm, escolheu-se esta solução para minimizar o desgaste do fuso.

Serão necessários quatro conjuntos contendo os motores, redutores e subcomponentes especificados.

4.6.6 Dimensionamento detalhado do fuso

L4 – O comprimento desta secção deve ser de 60 mm. Este comprimento permite o encaixe total da sua extremidade no furo do redutor (Figura 38) e permite ainda margem suficiente para a colocação do vedante determinado anteriormente para esta secção.

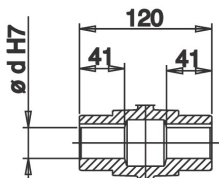


Figura 38 - Vista de corte do furo para o encaixe do veio do fuso no redutor U75 [19]

L5 – Comprimento da chaveta – para determinar o comprimento da chaveta, a bibliografia [15] adianta que para um veio de diâmetro entre 30 e 38 mm a chaveta deve ter entre 22 e 110 mm de comprimento. No entanto, tendo em consideração que o comprimento desta parte do veio é de 41mm ficou estabelecido que o comprimento da chaveta deverá rondar os 30mm.

Recorrendo à norma DIN 6885 foi selecionada a chaveta paralela A DIN 6885 8 x7 x40 – St. [15]

Para certificar que a seleção anterior sustenta as cargas às quais estará sujeita durante a operação do fuso, foi feita uma verificação da chaveta ao corte, com a seguinte equação: [25].

$$\tau = \frac{F}{lb} \text{ (MPa)}, \quad (25)$$

em que F é indicado na Tabela 36 e determinado na Equação (26), e l e b são indicados na mesma tabela que a anterior variável. A tensão de corte aplicada na chaveta é apresentada na Tabela 37.

A força que será exercida na chaveta é calculada a partir de:

$$F = \frac{2Mf}{D5} \text{ (N)}, \quad (26)$$

em que $D5$ foi determinado anteriormente no dimensionamento do fuso (35mm) e Mf está presente na Tabela 29. O resultado da equação anterior é apresentado na Tabela 36.

Tabela 36 - Dados necessários para certificar a chaveta do Fuso ao corte

Variável	Nomenclatura	Valor
Força exercida na chaveta pelo binário transmitido para o fuso – Equação (25)(26) [N]	F	10102,85
Comprimento da chaveta [mm]	l	40
Largura da chaveta [mm]	b	8

Tabela 37 - Resultados da Tensão de corte na chaveta do fuso – Equação (25)

Variável	Nomenclatura	Valor
Tensão de corte na chaveta – Equação (25) [MPa]	τ	31,57

Como se pode verificar, a tensão de corte exercida na chaveta é residual, pelo que se pode considerar a seleção efetuada como sendo a final.

Serão necessárias quatro unidades para segurarem todos estes elementos.

W – Sendo que a chaveta está dimensionada, a sua largura é de 8 mm.

L6 – Corresponde à distância entre a chaveta e a ponta da secção D5. Sendo o comprimento de 41mm, a distância que sobra é de 11mm. L6 passa a corresponder a 5,5 mm.

Com estas medidas, já é possível definir o espaço para albergar o rolamento que posteriormente irá ser integrado no apoio do motor.

4.6.7 Dimensionamento do espaço para o rolamento

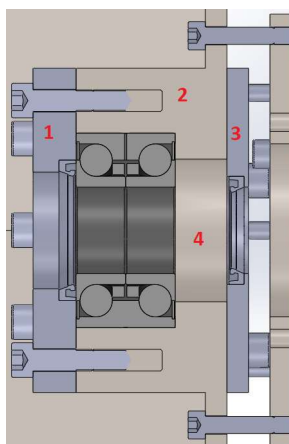


Figura 39 - Esquema adaptado da montagem dos componentes no espaço para o rolamento

Essencialmente, este espaço para o rolamento (Figura 39 – 2 e Figura 40- esquerda) vai consistir numa secção circular com 60 mm de comprimento e 150 mm de diâmetro que será adicionada através de processos de soldadura à chapa pela qual a estrutura do apoio do motor será constituída. Depois de este processo ser concluído com sucesso, é necessário maquinar esta secção para permitir criar as cavidades necessárias para a colocação do rolamento e albergar os elementos de fixação do fuso ao rolamento (Figura 39 - 4).

Para trancar o rolamento e albergar o vedante de 50 mm de diâmetro interno foi criada uma tampa (Figura 40- centro) que será fixa através de ligações aparafusadas. O dimensionamento de uma ligação aparafusada para 50 kN à tração/compressão com parafusos M10 já foi feito anteriormente, no dimensionamento das chapas de reforço, pelo que se dispensarão novos cálculos. Sabendo que, no mínimo, deveriam ser utilizados 6 parafusos M10 para fixar esta tampa com um coeficiente de segurança de 2, optou-se por um sobredimensionamento desta ligação, utilizando 8 elementos CHC ISO 21269-M10x1x40-8.8 para conferir um aperto da tampa mais uniforme, evitando eventuais

empenos ou torções desta tampa, consequentes do carregamento efetuado pelo rolamento na mesma quando a MEB se encontra em operação.

Para vedar o lado do redutor foi criada outra tampa (Figura 40– direita), que deverá ser maquinada para que o vedante de 35 mm de diâmetro interno encaixe. Dado que esta tampa não irá sofrer cargas pelo rolamento diretamente, não é essencial ter uma ligação tão uniforme como a da tranca do rolamento. Para permitir uma boa precisão na colocação deste suporte do vedante, 4 parafusos CHC ISO 21269-M10x1x30-8.8 deverão fixar a mesma no apoio do motor.

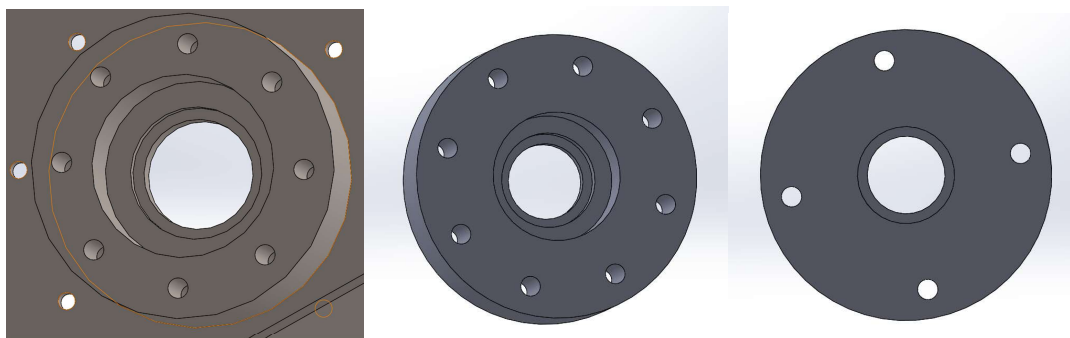


Figura 40 – Espaço para o rolamento (esquerda), Tampa do caixilho (centro) e Apoio vedante redutor (direita)

Nesta fase em que todos os subcomponentes estão definidos, já se possuem os dados necessários para proceder com o dimensionamento do apoio que sustentará todos os componentes anteriormente mencionados.

4.6.8 Dimensionamento da estrutura de apoio do motor

Este foi um componente particularmente complexo, pelos exigentes requisitos que lhe estão associados, nomeadamente:

- 1- Sustentar com o mínimo de deslocamento os 100kN a que poderá vir a ser sujeito. Esta carga será aplicada neste elemento através do rolamento, que será pressionado pelo fuso que desloca a porca de esferas. Numa fase inicial, o objetivo seria aproximarmo-nos, no máximo, de 0,05 mm.
- 2- Conter os elementos necessários para se calibrar a posição deste apoio. Nesta condição baseámo-nos no design da atual MEB, em que a posição do mesmo pode ser calibrada através de ligações aparafusadas, que através da sua posição de aperto, fazem variar o ângulo de operação dos elementos associados a cada lado.
- 3- Permitir a montagem de todos os componentes que estão associados ao fuso com a máxima precisão possível.

Para iniciar o desenho desta peça, começou por se estipular que, tal como na MEB base, consistirá numa chapa que liga os 4 apoios colocados em cada lado da estrutura e segura os veios de guiamento e todos os componentes associados ao fuso. Na Figura 41 ilustra-se um primeiro exemplo:

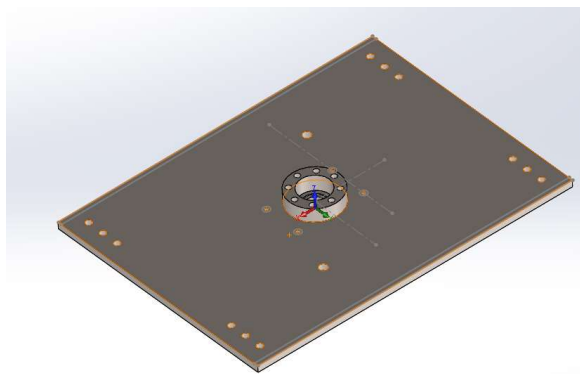


Figura 41 - Chapa inicial para apoio do motor

É facilmente previsível que este primeiro modelo não vai sustentar as cargas definidas, mas esta primeira versão foi um passo importante para definir todas as zonas a maquinar e soldar para que seja possível encaixar todos os componentes agregados ao fuso.

Neste modelo podem ser evidenciados detalhes como:

- 1- Acrescento de material para o encaixe do rolamento. Como a chapa utilizada não vai ter espessura suficiente para albergar o rolamento no seu interior, é adicionado material através de soldadura a um dos lados da chapa. É necessário ter em consideração os vedantes do rolamento, que devem ser adicionados em ambas as extremidades deste elemento.
- 2- Furações para passarem as ligações aparafusadas para as Guias dos carros. Estas furações são diferentes de lado para lado. Exigindo quatro arranjos diferentes.
- 3- Furações para as ligações aparafusadas do apoio do motor à estrutura base. Existindo 3 ligações para cada um dos suportes, vamos ter no total 12 furos por apoio, sendo todos estes furos roscados para permitirem calibração e fixação do apoio.

Todos estes detalhes carecem de maquinação. Esta só pode ser efetuada após todos e quaisquer trabalhos de soldadura se encontrarem concluídos. Este cuidado é essencial pois durante os processos de soldadura, as temperaturas são tão elevadas que podem alterar a forma do material, comprometendo todas as tolerâncias asseguradas nos vários processos de maquinação.

Dado que o principal objetivo neste dimensionamento é otimizar a relação material / deslocamento máximo, é necessária uma alternativa à solução atualmente existente, cujo design é bastante ineficiente. A inércia deste elemento deve ser aumentada, de forma a que se consigam sustentar as cargas exercidas com o mínimo de deslocamento possível.

A dimensão mais difícil de estabelecer passa então a ser a altura. Como estamos perante uma peça de grandes dimensões, qualquer variação, por muito pequena que seja, vai ser bastante sentida na massa deste componente. Assim, estabeleceu-se inicialmente que se iria tentar obter o melhor resultado possível utilizando uma chapa com 10 mm de espessura como base.

Não é crucial, mas, para efeitos de dimensionamento das ligações aparafusadas, estipulou-se que o espaçamento entre o apoio e o suporte existente na Estrutura Base é de 30 mm. Assim irá ser conferido a este sistema uma margem de manobra para eventuais calibrações da posição do mesmo.

Tal como foi enunciado anteriormente, esta chapa vai ser suportada por quatro parafusos. No caso dos apoios horizontais, estes parafusos irão suportar cargas nos eixos XX e YY. Deve, portanto, tentar manter-se o peso destes apoios reduzido para assegurarmos que estes parafusos não vão deformar-se com o peso dos apoios que sustentam.

4.6.9 Aumento da Inércia do apoio

Para se conseguir obter um deslocamento baixo, é necessário aumentar o momento de inércia deste sistema junto da zona onde é aplicada a força, assegurando simultaneamente que se consegue dispersar toda esta energia pela chapa. Deu-se, assim, o início de uma série de experimentações que nos permitiram fazer uma otimização do design de tentativa para tentativa.

Numa primeira fase procurou-se referenciar a capacidade máxima do sistema. Para isso recorreu-se a um modelo exagerado que essencialmente consiste num bloco maciço de aço. O modelo em questão pesava 2700 kg. Os resultados estão evidenciados na Figura 42.

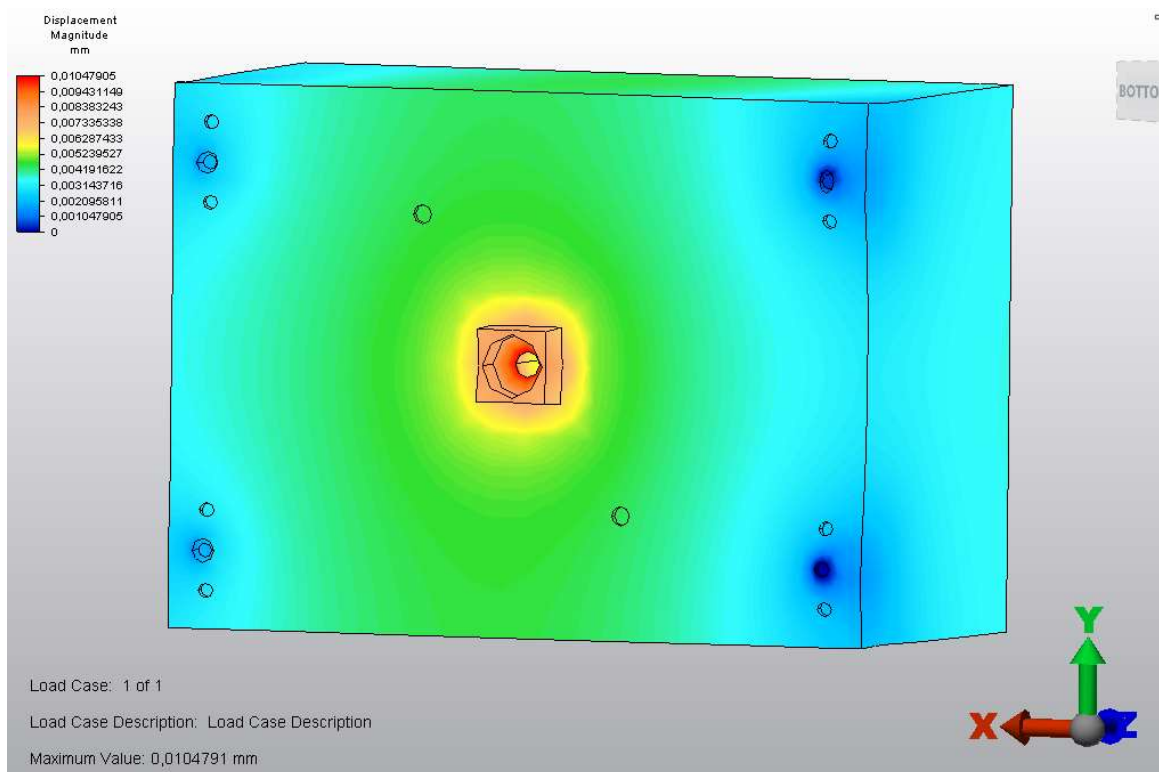


Figura 42 - Referência de deslocamento do apoio do motor

Como se pode verificar o deslocamento mínimo que se poderá conseguir obter, é de aproximadamente 0,01 mm. No entanto a quantidade de material requerida para obter este resultado inviabiliza quase por completo soluções cujo deslocamento ande próximo destes valores. É de realçar que o principal responsável por este resultado são as ligações aparafusadas, que, para além de permitirem micro deslocamentos, permitem também rotações nos seus apoios.

A perceção desta limitação obrigou a colocar a fasquia menos exigente do que o previsto. Tendo este facto em consideração, estabeleceu-se que seriam colocadas nervuras por cima da chapa, com a finalidade de baixar drasticamente o peso da estrutura, tentando simultaneamente manter o deslocamento máximo o mais reduzido possível. Estas nervuras serão soldadas à chapa inicial, pelo que, como referido anteriormente, só após todos os processos de soldadura estarem concluídos se poderão iniciar as tarefas de maquinação da peça.

Sendo conhecido que a força de 100kN está uniformemente distribuída ao longo da área do anel exterior do rolamento (área a vermelho da Figura 42) e que a equação (2) nos demonstra que o deslocamento está dependente do momento de inércia do elemento no eixo considerado, passou a concentrar-se a maioria dos esforços na tentativa de aumentar eficazmente o momento de inércia da peça, junto da área referida anteriormente.

Para aumentar de forma eficaz o momento de inércia da peça, foi necessário ter em consideração a direção da força aplicada, assim como a geometria da peça. Analisando o problema como feito no ponto 4.4.4 do presente documento e, tendo em consideração a determinação do momento de inércia a partir da equação (8), é possível verificar que um aumento da altura da peça numa determinada localização, vai traduzir-se numa redução mais acentuada do deslocamento nesse mesmo local.

Como possivelmente se estaria perante uma solução com geometrias complexas, foi necessário simplificar as mesmas, utilizando formas mais simples de maquinar e de montar. Sendo conhecido que seria no centro do apoio que se teria de investir a maior parte da atenção, começaram a experimentar-se algumas geometrias.

A ideia inicial passava por ter todos os elementos que residem neste componente posicionados no mesmo lado. Porém, facilmente se começou a perceber que seria mais conveniente separar as situações.

A primeira geometria, ilustrada na Figura 43, contava com a adição de nervuras com um máximo de 450 mm de altura, sendo a espessura das verticais de 20 mm e das horizontais de 15 mm. Tinha um peso aproximado de 250 kg, o deslocamento máximo obtido foi de 0,13 mm. Apesar do deslocamento máximo se encontrar dentro de valores aceitáveis, o peso de cada apoio continuava muito superior ao que foi estabelecido como o peso máximo para cada componente, que não deve ultrapassar os 100 kg.

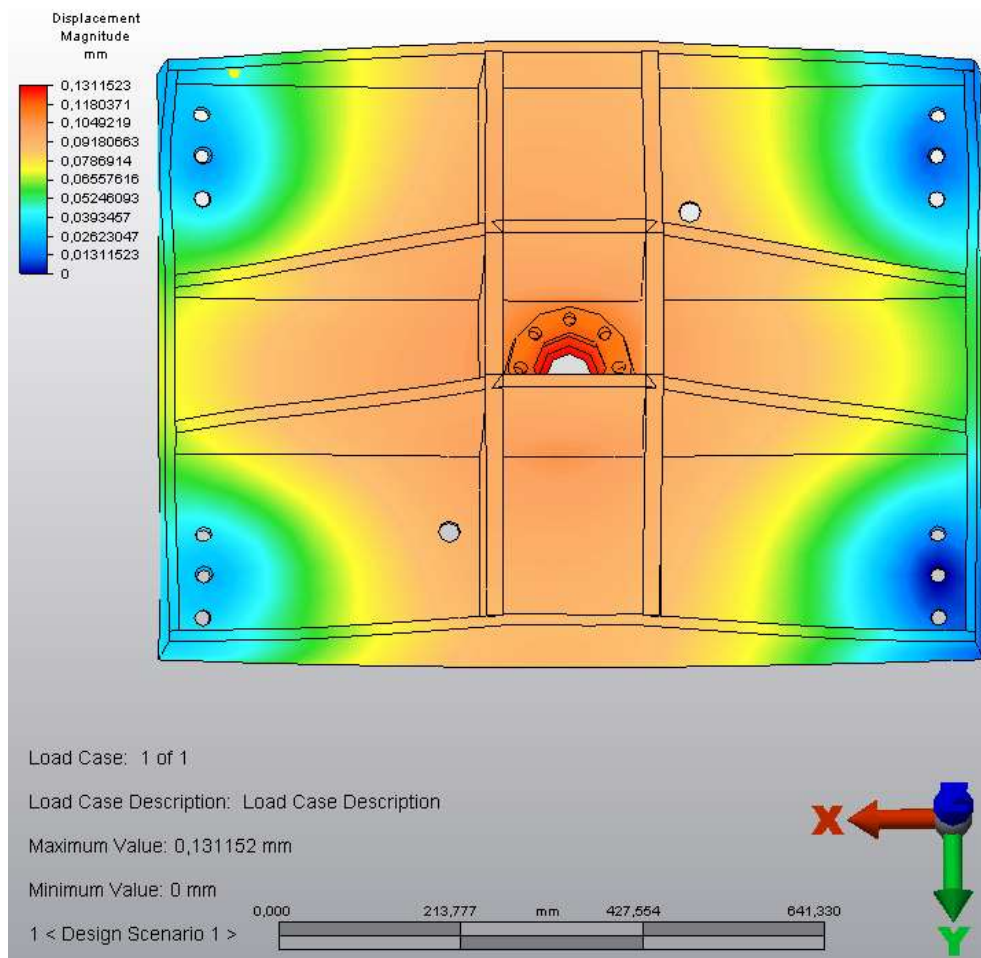


Figura 43 – Resultados do primeiro design dos apoios dos motores

O segundo design, ilustrado na Figura 44, já trazia algumas melhorias na espessura e posicionamento das nervuras. No entanto, neste caso, foi necessário passar a caixa do rolamento para o lado contrário, para que fosse possível efetuar a manutenção aos componentes existentes no espaço do rolamento.

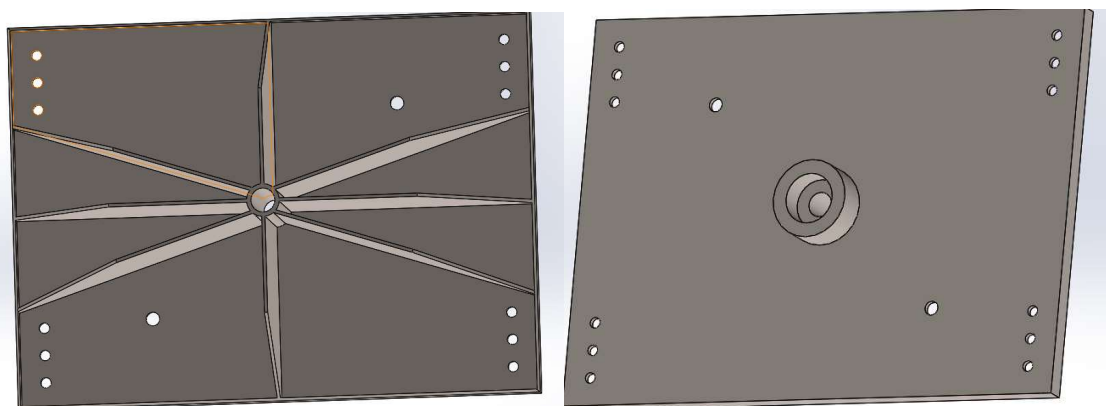


Figura 44 - Vistas do segundo design dos apoios dos motores

Os resultados desta simulação, demonstrados na Figura 45, foram bastante aceitáveis tendo em conta a radical redução de peso da peça para 100 kg. Foi uma solução que permitiu chegar a bons

resultados com quase um terço do material utilizado. O deslocamento máximo obtido foi de 0,3 mm.

A principal razão pela qual este design foi descartado foi a impossibilidade de se agregar com precisão o conjunto do redutor e motor a esta peça. A dificuldade de maquinação e soldadura eram também bastante elevadas.

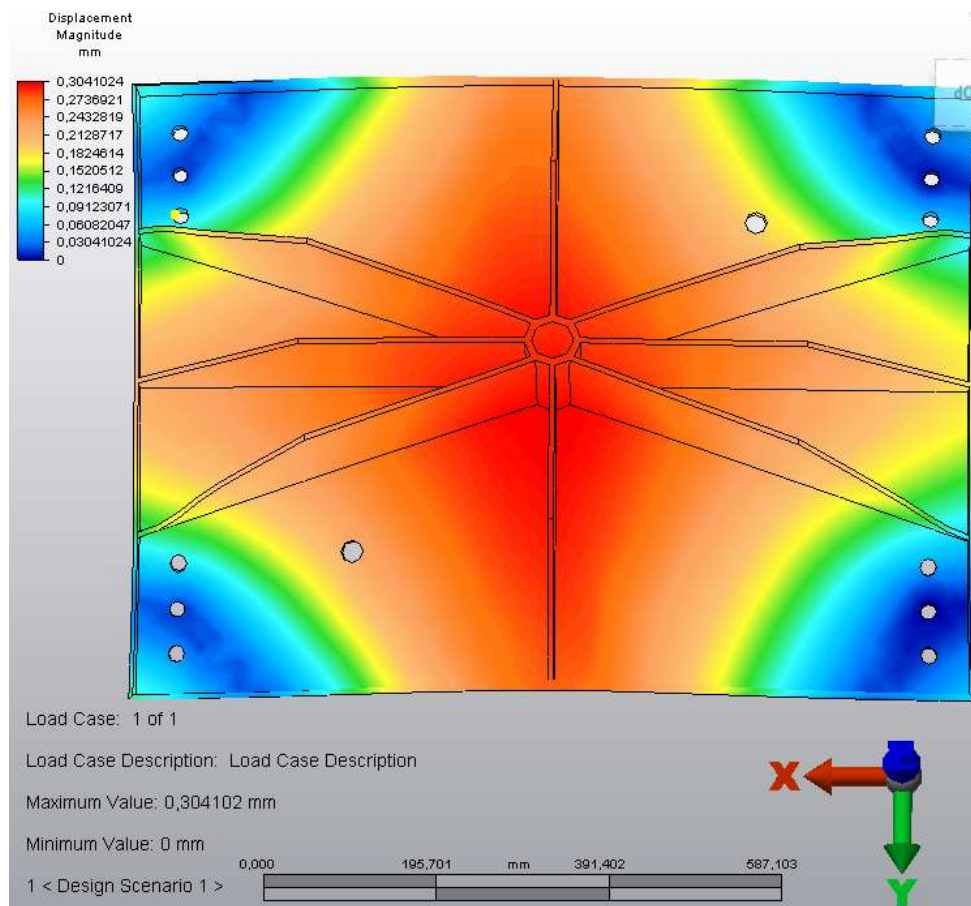


Figura 45 - Resultados do segundo design dos apoios dos motores

A terceira geometria, ilustrada na Figura 46, foi o resultado de uma sucessão de alterações, tanto ao nível da disposição das nervuras, que passou para a diagonal, como da respetiva espessura, tendo passado para 4 mm. Esta nova disposição permite acentuar o efeito anteriormente descrito da inércia máxima no ponto crítico onde as forças são aplicadas.

Tal como no anterior, o espaço para o rolamento encontra-se do lado oposto.

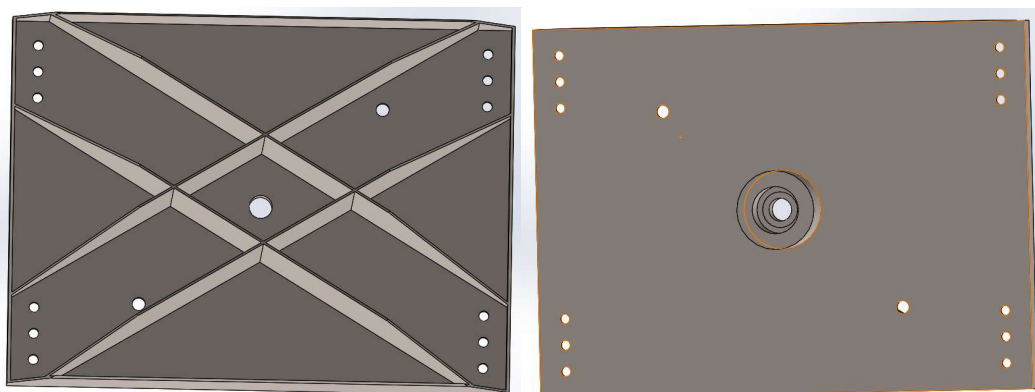


Figura 46 - Vistas do terceiro design dos apoios dos motores

Esta solução permitiu melhorar o resultado anteriormente obtido. Com aproximadamente 100 kg foi possível obter 0,21 mm de deslocamento máximo, como demonstrado na Figura 47.

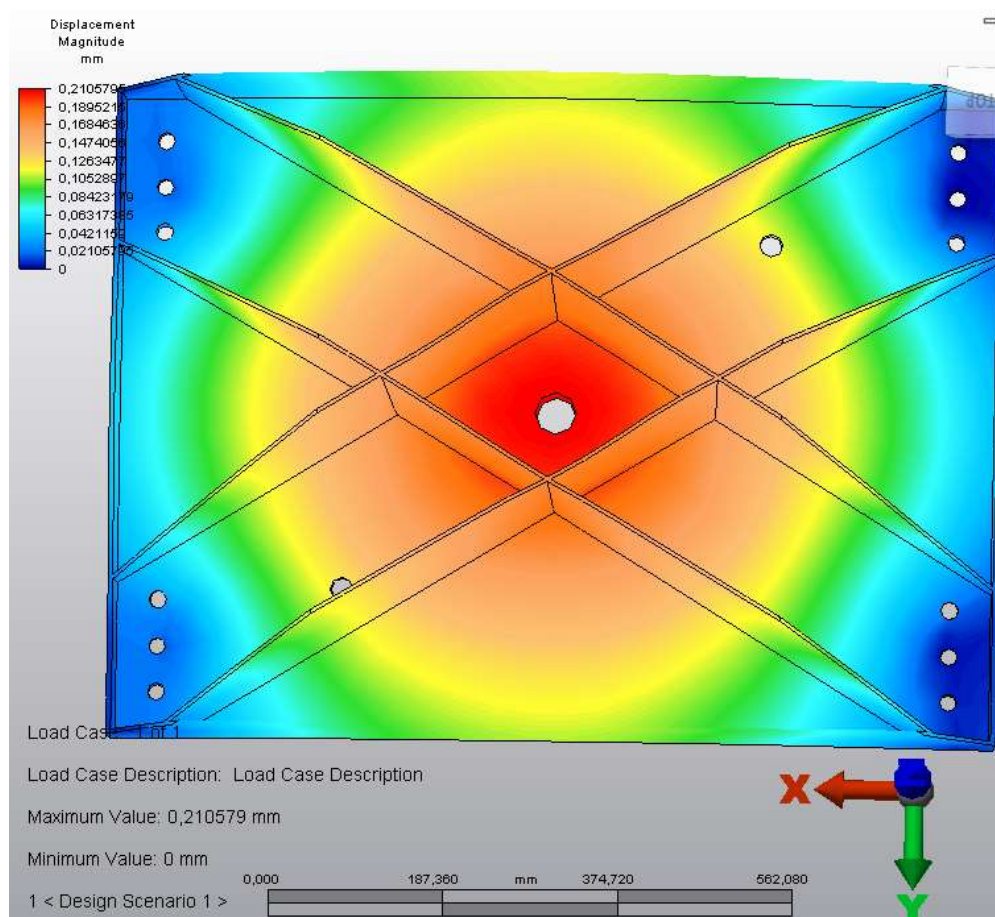


Figura 47 - Resultados do terceiro design dos apoios dos motores

Apesar de esta ter sido a melhor configuração testada se tivermos em consideração a relação deslocamento / peso, este modelo continha alguns defeitos que tiveram de ser melhorados na versão posterior, sendo estes:

- 1- Impossibilidade, de com o mesmo design, ligar as duas configurações das guias dos carros. O facto da disposição das guias dos carros ser diferente de um eixo para o outro, fazia com que os pontos onde se irão encontrar ligações aparafusadas entrassem em conflito com as nervuras.
- 2- Dificuldade acentuada em garantir uma concentricidade do furo do redutor com o veio do fuso. O facto de este ter de se encontrar apoiado por cima das nervuras ia dificultar a capacidade de manter concêntricos todos os eixos, podendo resultar em desgaste prematuro dos elementos que compõem este conjunto.

Após algumas alterações, foi possível chegar a uma solução que ultrapassava todos os problemas anteriormente detetados. Utilizando o mesmo design, fizeram-se as seguintes alterações:

- 1- Aumentar a distância entre as nervuras. Esta alteração permitiu ficar com a mesma configuração de nervuras para ambas as disposições das guias dos carros em XX e YY, assim como permitir que a sua geometria não colida com os suportes da estrutura quando estiver posicionado com as ligações aparafusadas.
- 2- Passar o espaço do rolamento para o mesmo lado das nervuras. Com uma maior distância entre nervuras, tornou-se mais fácil a manipulação de ferramentas entre estas. Com esta alteração, já se pôde passar o conjunto motor-redutor para o outro lado do apoio, tendo assim uma face completamente livre para colocar estes elementos com a máxima precisão.
- 3- Com a alteração 1 e 2, o sentido de montagem da peça é invertido face ao inicialmente pensado. A ideia inicial seria ter o lado liso na direção da estrutura, tal como ilustrado na Figura 48.

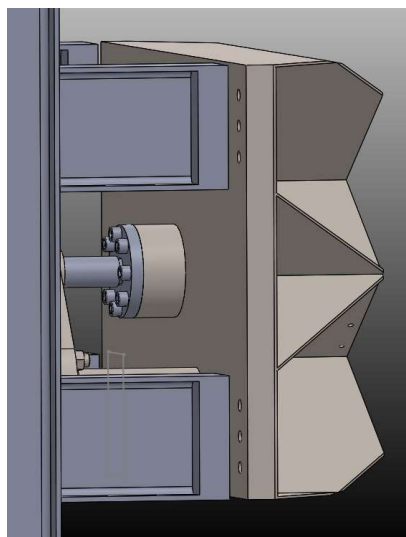


Figura 48 - Instalação do apoio do motor com a face lisa virada para a estrutura

- 4- Com a alteração 3 foi necessário alargar o apoio em 8 mm em comprimento e em largura. Assim foi possível colocar nervuras com 4 mm de espessura nas suas extremidades.
- 5- Fazer furações para possibilitar a ligação ao conjunto motor / redutor e colocação da tampa de vedação do lado do redutor. Nesta etapa, foi ainda necessário desenvolver um

adaptador para permitir uma ligação adequada e precisa dos elementos anteriormente referidos.

Os resultados obtidos foram bastante satisfatórios (Figura 49), dado o desfavorecimento ao centro da estrutura com o afastamento das nervuras diagonais do ponto onde a carga é aplicada. As principais especificações desta peça são as apresentadas na Tabela 38.

Tabela 38 - Especificações do apoio do motor utilizado

Variável	Valor
Comprimento – eixo XX [mm]	963,60
Altura – eixo ZZ [mm]	285
Largura Máxima – Eixo YY [mm]	708
Peso do Apoio do Motor [kg]	100
Deslocamento máximo obtido para 100 Kn, ilustrado na Figura 49 [mm]	0,36

O material que irá compor estes apoios é o aço S235, segundo a norma EN10025.

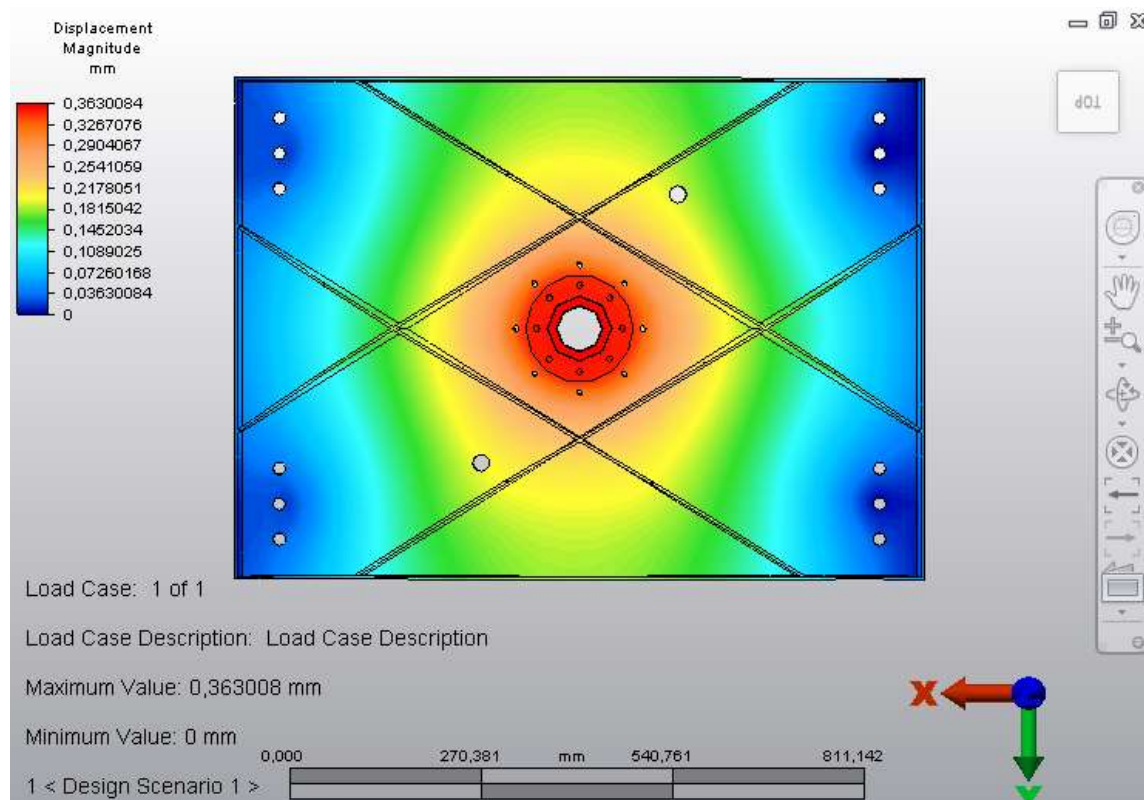


Figura 49 - Resultados do design final dos apoios dos motores

Todas as simulações foram feitas com o software Autodesk Simulation Mechanical e o método de simulação utilizado foi o método dos elementos finitos. Para simular as ligações aparafusadas foi utilizado o mesmo raciocínio que anteriormente na simulação da estrutura base.

O suporte desta peça, vai ser assegurado por quatro ligações aparafusadas que devem ser devidamente dimensionadas.

4.6.10 Dimensionamento das Ligações aparafusadas dos apoios dos motores

Como estamos a falar de 100 kN à tração ou à compressão, não se vai dimensionar esta ligação, tendo em conta que já foi anteriormente dimensionada.

A maior preocupação prende-se com o deslocamento que pode provir da sustentação do sistema. O facto deste se encontrar separado da estrutura base por 30 mm vai gerar cargas distantes do ponto de apoio. É necessário saber se o deslocamento proveniente desta configuração será ou não suficiente para colocar em causa a precisão da máquina.

O peso que estes quatro parafusos irão suportar será de:

- Apoio Motor – 100 kg;
- Guias dos Carros– Dado que o conjunto de 2 guias dos carros é suportado por 2 apoios de motor, considera-se que cada um suporta apenas uma guia. 84 kg;
- Restantes componentes – Para o conjunto motor/redutor, rolamento, carro e restantes componentes foi considerado um peso máximo de 250 kg;

Somando todos os componentes identificados anteriormente, obtém-se um peso total de – 436 kg.

Apesar dos componentes envolvidos serem compostos por um material bastante conhecido, decidiu-se adicionar um fator de segurança de 1,5 a este dimensionamento para evitar sobrecargas que possam ocorrer durante a operação da MEB. Assim sendo, o peso total que cada conjunto de ligações passa a suportar é de, aproximadamente, 654 kg.

Como maior parte da carga está sob os parafusos que se vão encontrar na parte inferior do apoio, foi dada maior atenção aos parafusos da parte inferior. Para dimensionar a ligação convenientemente foi estabelecido que apenas os parafusos inferiores vão sofrer toda a carga de 654 kg. Desta forma, em cada um dos dois parafusos serão aplicados 327 kg. Tendo em conta o sistema atual, o dimensionamento desta ligação começou nos parafusos M20.

Tendo em consideração que a ponta apertada do parafuso se encontra encastrada, temos um sistema como o ilustrado na Figura 50. Recorreu-se então à Equação (27), que é encontrada nos casos elementares de solicitação e apoio de vigas, com os dados da Tabela 39 para calcular o deslocamento transversal máximo. Esta equação provém de uma aplicação da equação diferencial da elástica (Equação (2)), que provém da Teoria de Vigas. Os resultados da aplicação desta equação podem ser vistos na Tabela 40. Para resolver a Equação (27), foi necessário calcular o momento de inércia da secção do parafuso. Para o fazer consideraram-se os dados indicados na Tabela 40.

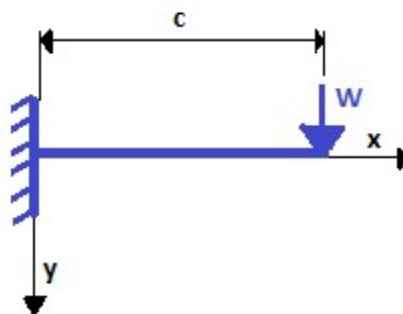


Figura 50 - Esboço das reações nos parafusos que sustentam os apoios dos motores

$$y = \frac{WC^3}{3EI} \text{ (mm)} \quad (27)$$

Tabela 39 - Definição das condições dos parafusos M20 que suportam o apoio do motor

Variável	Nomenclatura	Valor
Comprimento (distância entre o apoio do motor e a estrutura) [mm]	C	30
Diâmetro do parafuso M20 (secção sólida) [mm]	D	18
Força aplicada na extremidade [N]	W	3270
Módulo elasticidade do Aço [N/mm ²]	E	210*10 ³

Tabela 40 - Resultados do comportamento dos parafusos que suportam os apoios dos motores

Variável	Nomenclatura	Resultado
Inércia da secção circular do parafuso (Equação (3)) considerando a área do núcleo de um parafuso M20 como sendo de 189 mm ² [25] [mm ⁴]	Iz=Iy	2841,13
Deslocamento máximo dos parafusos carregados (Equação (27)) [mm]	y	0,049

De acordo com a Tabela 40, o parafuso CHC M20x1,5 ofereceu um resultado bastante aceitável de 0,049 mm nas condições especificadas anteriormente.

Assim, para cada apoio serão necessários 4 parafusos de CHC ISO 21269-M20x1,5x70-8.8.

Para facilitar a maquinação, ficou igualmente estipulado que os restantes parafusos de calibração seriam CHC ISO 21269-M20x1,5x40-8.8. Sendo necessárias 8 unidades por apoio.

Tendo o apoio do motor definido e construído, basta apenas estabelecer um método de fixação do conjunto motor redutor a este elemento.

A Figura 51 mostra que a face do redutor que vai estar virada para o apoio do motor permite as seguintes ligações aparafusadas:

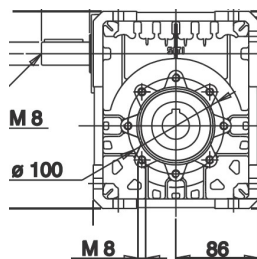


Figura 51 -Vista frontal do redutor SITl U75 [19]

Como na zona das furações existe o caixilho do rolamento, não é possível o aperto direto entre o redutor e o apoio. Assim, foi desenhado um adaptador idêntico ao criado para ligar o motor ao redutor, que permite alargar a localização dos furos para apertar o sistema, tal como é ilustrado na Figura 52.

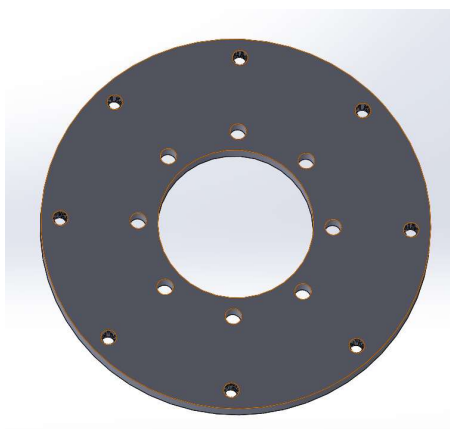


Figura 52 - Adaptador apoio de motor / redutor U75

Inicialmente, este disco é fixado ao redutor com 8 parafusos CHC ISO 21269-M8x1x40-8.8 (indicados pelo fabricante SITl). De seguida, é necessário ligar o conjunto disco / redutor-motor com outros 8 parafusos CHC ISO 21269-M8x1x50-8.8, que entrarão pelo apoio do motor e vão enroscar nos furos roscados existentes no disco para o efeito.

4.7 Peças secundárias

Para permitir a fixação do vídeo-extensómetro ao sistema, foi desenhado um pequeno suporte, visível na Figura 53. Numa das suas extremidades está fixado à estrutura base através de ligações parafuso-porca, e na outra, deverá fixar-se à câmara por um único conjunto parafuso-porca.

Dado que o vídeo-extensómetro escolhido na versão anterior da MEB tem uma lente com distância de focagem mínima de 0,5 m, decidiu-se colocar a câmara a 0,75 m de distância horizontal do provete, uma vez que o eixo da câmara se deve encontrar apontado para o centro da janela de operação da MEB.

Como não se sabe se irá utilizar ou não a mesma câmara, optou-se por uma solução regulável em ângulo e comprimento.

Optou-se então por utilizar:

- 1- Um tubo oco de secção circular, sob a norma EN 10219, com um diâmetro externo de 26,9 mm e espessura de 3 mm. Deverá ser soldada uma chapa à sua extremidade para garantir as ligações aparafusadas à estrutura base.
- 2- Um varão, sob a norma EN 10060, com diâmetro externo de 20 mm, que irá movimentar-se no interior do tubo (referido no ponto anterior). Deverá ser soldada à extremidade superior uma chapa para que se possa aparafusar este suporte à máquina.

Desta forma, o utilizador pode escolher o posicionamento vertical e horizontal da câmara. Na extremidade inferior, que suporta este apoio, pode fazer variar o ângulo deste tubo com um sistema de calibração idêntico ao utilizado no apoio do motor-reductor, utilizando para isso 4 parafusos CHC ISO 4762-M6x1x30-8.8. No final pode regular o deslocamento do varão e travar a posição do mesmo com 2 parafusos sem cabeça CHC ISO 4026-M5x0,8x5-8.8.



Figura 53 - Apoio vídeo-extensómetro montado

4.8 Montagem de todo o sistema e correção de dimensionamentos

Na fase final deste projeto, foi necessário montar todos os componentes anteriormente selecionados e dimensionados.

Em alguns pormenores foi necessária a retificação de algumas cotas. Nomeadamente:

Suportes dos apoios do motor – Com a alteração da disposição dos apoios dos motores, foi necessário aumentar também a altura dos apoios dos motores. Caso contrário, o carro iria embater nos apoios para conseguir retrair completamente. A altura dos mesmos é de 330 mm.

Comprimento do fuso – Dado que existem duas configurações diferentes de carros, foi necessário estipular dois comprimentos para a secção roscada dos fusos, sendo estes:

- Fuso para carro com célula de carga – 425 mm
- Fuso para carro sem célula de carga – 495 mm

Guias dos Carros – com a alteração anterior, foi necessário igualmente aumentar o comprimento das guias dos carros. O seu comprimento passou para 2220 mm, tendo estas as especificações indicadas na Tabela 41.

Tabela 41 – Dimensões e peso final das Guias dos Carros

Variável	Nomenclatura	Valor
Comprimento [mm]	C	2220
Diâmetro [mm]	D	80
Peso [kg]	P	84

Com as guias dos carros completamente definidas, passa a ser possível dimensionar as ligações aparafusadas que as vão sustentar. Sabendo que as Guias estão fixas nas suas extremidades, vamos ter uma reação como ilustra a Figura 54 para as Guias dos carros horizontais.

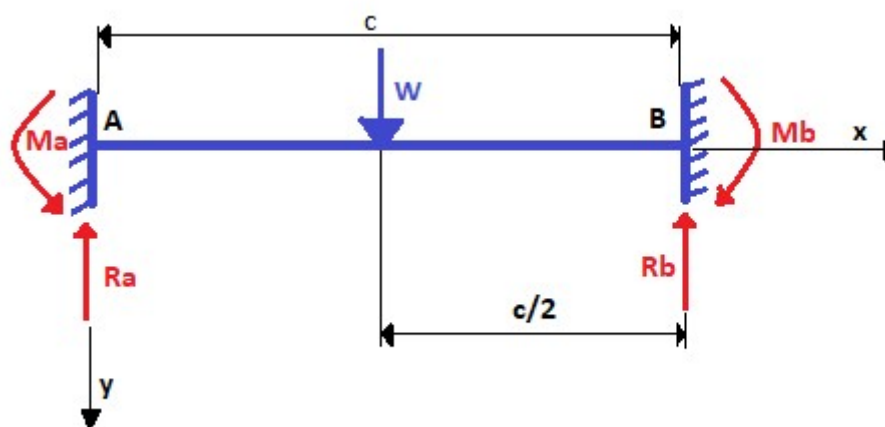


Figura 54 - Esquema das reações existentes nas Guias dos Carros - caso barra bi-encastada com força pontual aplicada no meio. "C" (Tabela 41 em metros) e "W" (Tabela 5 em N)

O esquema de aperto é o ilustrado na Figura 54 é detalhado na Figura 56.

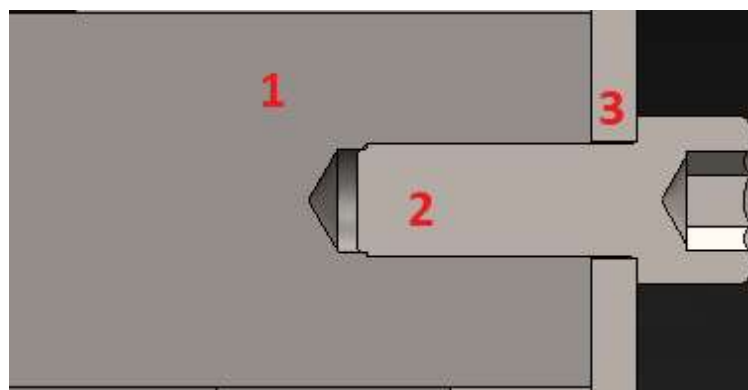


Figura 55 - Demonstração da montagem das Guias dos Carros

Como é possível verificar na Figura 55, a guia do carro é apertada pelo parafuso contra a chapa que compõe o apoio do motor (Figura 55 – 3). Esta situação faz com que os momentos fletores

especificados na Figura 54, “Ma” e “Mb” respetivamente, atuem diretamente sobre a chapa mencionada anteriormente, poupando assim o esforço do momento que, em situações normais, tracionaria o parafuso.

Todavia, tratando-se esta de uma fixação importante para o correto dimensionamento do sistema, os parafusos serão igualmente dimensionados à tração, simulando uma eventual torção da chapa do apoio do motor.

Para o fazer, foi novamente utilizado um método iterativo. Tendo em conta um coeficiente de segurança de 2 (não podendo assim permitir que a tensão aplicada no parafuso ultrapasse os 320MPa), foi utilizada a equação (16) para determinar a área de superfície do parafuso necessária para sustentar a respetiva carga. A força que traciona o parafuso através do momento fletor foi calculada através da Equação (28), e o momento do apoio A obtido através da equação (29).

Para determinar a força que irá tracionar os parafusos das guias do eixo horizontal, adaptou-se a equação do momento da seguinte forma:

$$F_t = \frac{Ma}{r} (N), \quad (28)$$

Em que Ma corresponde ao momento no apoio A, determinado na Equação (29), e r corresponde ao raio da superfície do parafuso, em metros.

O momento no apoio A das Guias do Eixo horizontal pode ser determinado através dos casos elementares de solicitação e apoios de vigas:

$$Ma = \frac{WC}{8} (Nm), \quad (29)$$

em que W é a força exercida na Guia, indicada na Tabela 5, e C é o comprimento da Guia, indicado na Tabela 41.

Após algumas iterações com diversas dimensões de parafusos, verificou-se que o parafuso de cabeça cilíndrica de oco hexagonal ISO 4762-M24x2x60-8.8, seria suficiente para o fim em questão.

Considerando que os parafusos estarão também sujeitos a forças de corte, e tendo em consideração as especificações base dos parafusos definidas na Tabela 42, o dimensionamento destas ligações aparafusadas passa também por definir o parafuso através da tensão de corte que, utilizando um fator de segurança de 2, deve ser inferior a 320MPa.

Para calcular a tensão de corte à qual os parafusos das Guias do eixo horizontal estarão sujeitos é utilizada a seguinte equação [25]:

$$\tau = \frac{W}{2A_s} \leq \tau_{adm} (MPa), \quad (30)$$

em que W corresponde à força exercida na Guia, indicada na Tabela 3Tabela 5, τ_{adm} é a tensão de corte admissível calculada na Equação (31), e A_s corresponde à área de superfície do parafuso que, neste caso, será a variável a calcular para dimensionar a ligação aparafusada. A divisão da força pelos dois apoios também é considerada no denominador da Equação 30.

Para confirmar o bom dimensionamento dos mesmos são também verificados os resultados mediante as tensões admissíveis presentes na Equação (31), que corresponde à tensão de corte admissível para situações de corte simples [25], e na Equação (32), que corresponde à tensão admissível para parafusos de classe 8.8 ou superiores [25]. Para calcular a tensão admissível é utilizada a tensão de cedência de um parafuso de classe 8.8, presente na Tabela 42.

$$\tau_{adm} \leq 0,6 \sigma_{adm} \text{ (MPa)} \quad (31)$$

$$\sigma_{adm} = 0,7 * \sigma_{cedência} \text{ (MPa)} \quad (32)$$

Tabela 42 - Dados conhecidos dos parafusos das Guias dos carros para determinar a sua Área de Superfície

Variável	Nomenclatura	Valor
Classe Parafuso [-]	—	8.8
Tensão Cedência do Parafuso [MPa]	$\sigma_{cedência}$	640

Os resultados da aplicação das Equações (30), (31) e (32) estão apresentados na Tabela 43.

Tabela 43 - Resultados do dimensionamento ao corte da fixação por parafusos das Guias dos Carros

Variável	Nomenclatura	Valor
Tensão admissível para os parafusos de classe 8.8 ou superiores - Equação 43 [MPa]	σ_{adm}	448
Tensão de corte admissível para situações de corte simples – Equação 42 [MPa]	τ_{adm}	268,8
Área de superfície mínima do parafuso – Equação 41 [mm ²]	As	9,3

O resultado obtido aponta para a utilização de parafusos M5 para resistência às forças de corte. No entanto, serão utilizados os parafusos de cabeça cilíndrica de oco hexagonal ISO 4762-M24x2x60-8.8, para salvaguardar quaisquer situações que possam não ter sido consideradas. Estes também permitem uma força de pré-aperto bastante superior que aumentará a rigidez de toda a construção.

Com estas pequenas alterações já foi possível montar todo o sistema.

Atualmente, os colegas da unidade curricular de Tecnologias e Processos de Ligação, já procederam com a construção das duas molduras que irão compor a estrutura Base, estando estas ilustradas na Figura 56.



Figura 56 - Molduras da estrutura base atualmente construídas no DEM-UA

4.9 Demonstração da nova MEB montada

O aspeto final da máquina é o apresentado na Figura 57 e Figura 58.

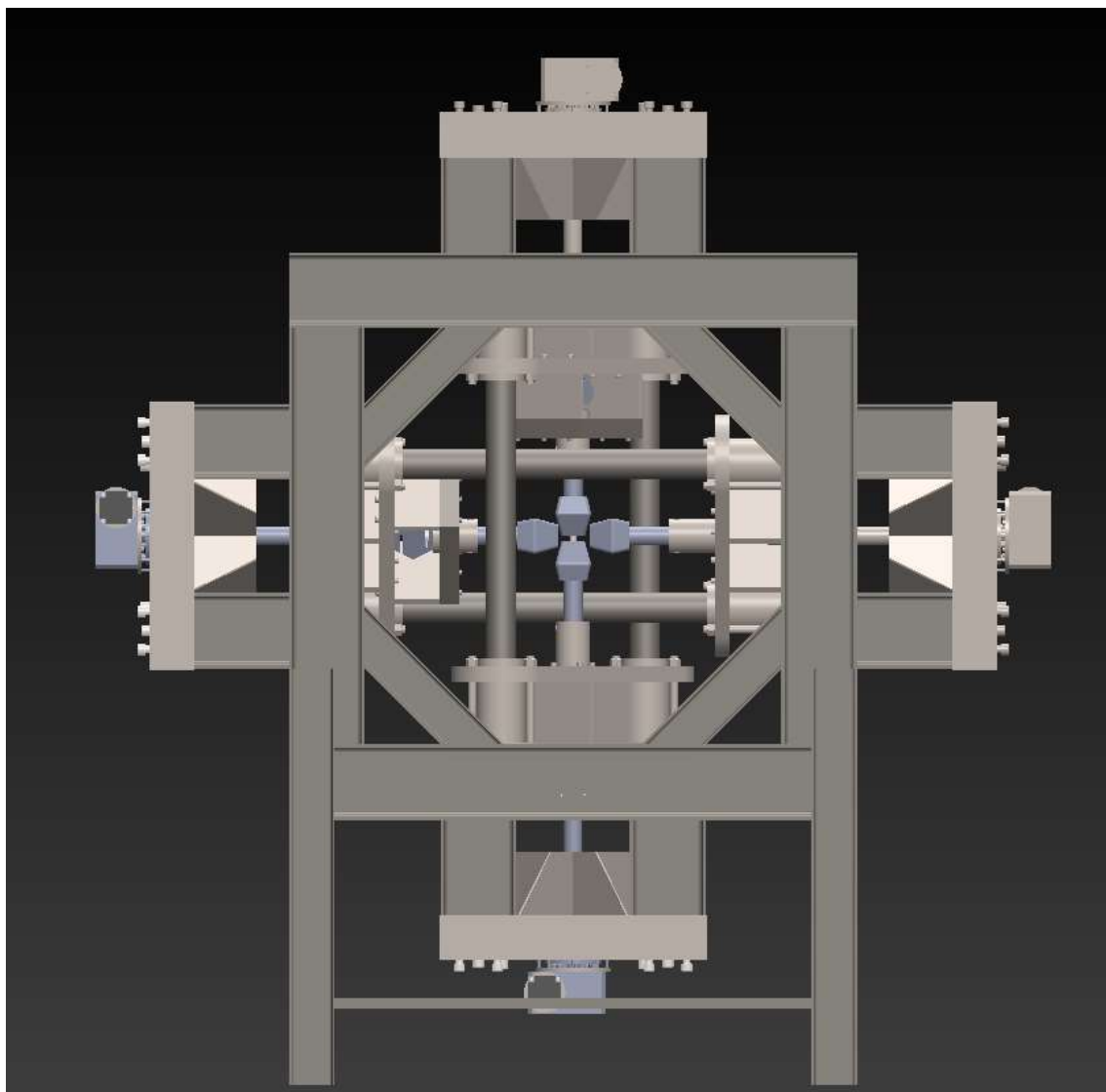


Figura 57 - Vista de frente da montagem do sistema da nova MEB 100 kN

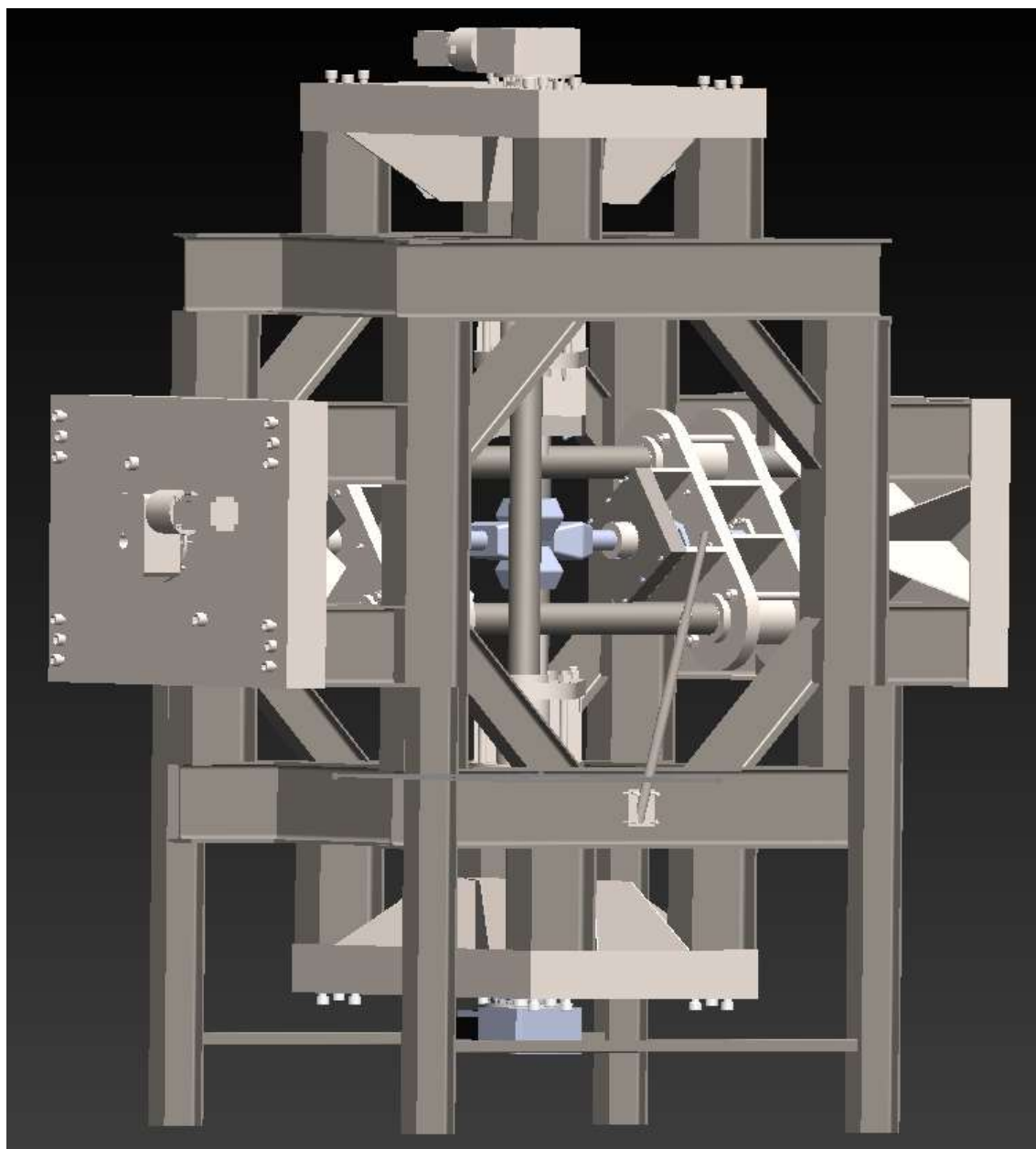


Figura 58 - Vista diagonal da nova MEB 100 kN

4.9.1 Especificações da nova MEB

Tabela 44 - Especificações da nova MEB para 100 kN

Peso Aproximado do Sistema [kg]	2000
Curso máximos dos carros [mm]	150
Janela de visualização do provete [mm x mm]	300 x 300
Dimensões:	
Comprimento [mm]	2524
Altura [mm]	2712
Largura [mm]	1083

5. Fornecimento da lista do material necessário para montagem de todo o sistema.

Para se proceder à montagem da nova máquina é necessária uma lista completa com todos os materiais a encomendar. Essa lista é apresentada na Tabela 45, Tabela 46 e Tabela 47.

Componentes estruturais:

Tabela 45 - Componentes Estruturais

Designação	Quantidade
Perfil IPE 200 [mm]	9680
Perfil IPE 120 [mm]	6480

Componentes a encomendar a aplicar diretamente do fabricante:

Tabela 46 – Lista de Componentes para aplicação direta

Designação	Quantidade
Amarra Shimadzu Modelo MWG-100kNA	4
Célula de Carga Modelo XL8111-10T da Xinlan	2
Porca de Esferas NBS DIN 69051 Modelo VFU5010	4
Fuso de Esferas NBS DIN 69051 Modelo SR5010	4
Casquilho INA Modelo PAP 8080 P10	16
Casquilho INA Modelo PAP 9050 P10	2
Porca de eixo DIN 981 KM8	8
Arruela de trava MB8	4
Rolamento INA ZKLN4090-2Z-XL	4
Vedante ERIKS DIN 3760 50x65x8	4
Vedante ERIKS DIN 3760 35x50x8	4
Chaveta paralela A DIN 6885 8 x7 x40 – St.	8
Redutor SITI U75 – 500 rpm	4
Motor Nema 34 Stepper Motor (P/N 34HS59-5004S) com drivers	4
Fonte de alimentação para os 4 motores S-50-12	1
Parafuso ISO 4762-M10x1x30-8.8	16
Parafuso ISO 4762-M10x1x40-8.8	64
Parafuso ISO 4762-M10x1x60-8.8	60
Parafuso ISO 4762-M10x1x70-8.8	12
Parafuso ISO 4026-M8x1x10-8.8	16
Parafuso ISO 4762-M8x1x40-8.8	32
Parafuso ISO 4762-M8x1x50-8.8	32
Parafuso ISO 4762-M6x1x30-8.8	40
Parafuso ISO 4762-M6x1x60-8.8	4
Parafuso ISO 4026-M5x0.8x5-8.8	2
Parafuso ISO 4762-M20x1,5x70-8.8	16
Parafuso ISO 4762-M20x1,5x50-8.8	32
Parafuso ISO 4762-M24x2x60-8.8	8

Parafuso ISO 4762-M30x2x60-8.8	4
Porca M20x1,5	32

Materiais a encomendar para maquinação nas instalações do DEM-UA:

Tabela 47 - Lista de materiais a encomendar para posterior maquinação nas instalações do DEM-UA

Designação	Quantidade
Chapa AÇO DIN CK45 50 mm [kg]	200
Chapa AÇO DIN CK45 40 mm [kg]	645
Chapa AÇO S235 10 mm [kg]	80
Chapa AÇO DIN CK45 15 mm [kg]	121
Chapa AÇO S235 4 mm [kg]	64
Chapa AÇO DIN CK45 20 mm [kg]	80
Tubo Mecânico 131x69mm [mm]	2400
Varão D90 Cromado CK45 [mm]	400
Varão D80 Cromado CK45 [mm]	10000
Varão D35 Cromado CK45 [mm]	600
Varão D20 Cromado CK45 [mm]	500
Tubo EN 10219 D26,9x3 [mm]	3000
Varão Roscado M20x1,5 [mm]	4800

6. Conclusão

Em suma, o projeto para a nova MEB foi concluído com sucesso.

- Todos os elementos estruturais foram devidamente dimensionados.
- Foram escolhidos todos os componentes necessários para assegurar um bom funcionamento da nova MEB. Estes devem ser posteriormente encomendados.
- Foi possível manter o método de funcionamento da MEB base, tal como previsto.
- Previsivelmente, foram corrigidas as principais lacunas da MEB base, podendo por isso prever que os resultados desta nova máquina irão ser ainda mais precisos, mesmo trabalhando numa escala muito superior à sua antecessora.

Apesar dos principais objetivos terem sido cumpridos, existe sempre margem para melhorar este projeto, podendo já propor a seguinte melhoria:

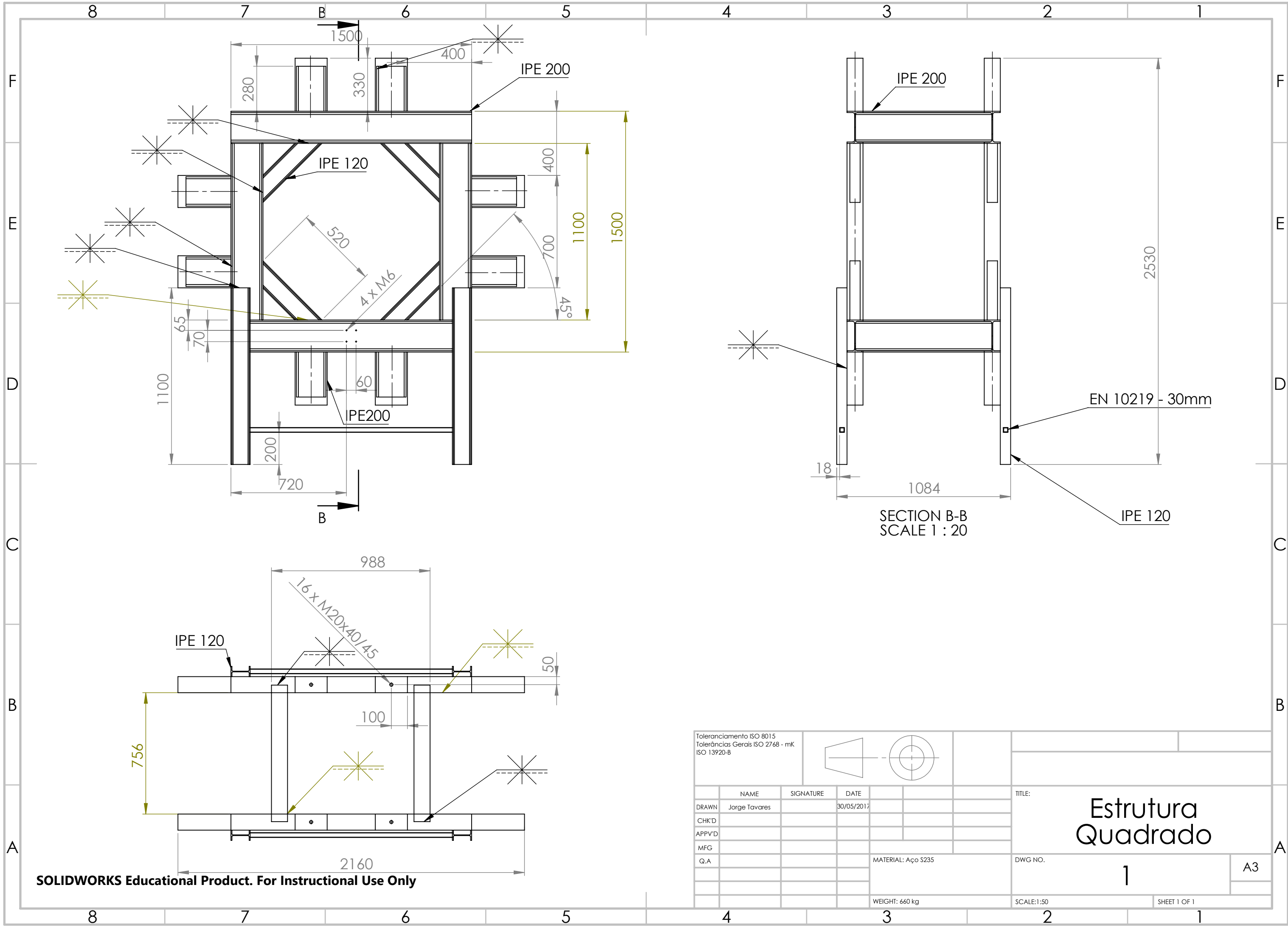
- Otimizar a estrutura dos carros para diminuir o peso dos mesmos, tentando comprometer ao mínimo os deslocamentos que irão advir dessa alteração. Atualmente, representam cerca de 50% do peso de toda a estrutura.

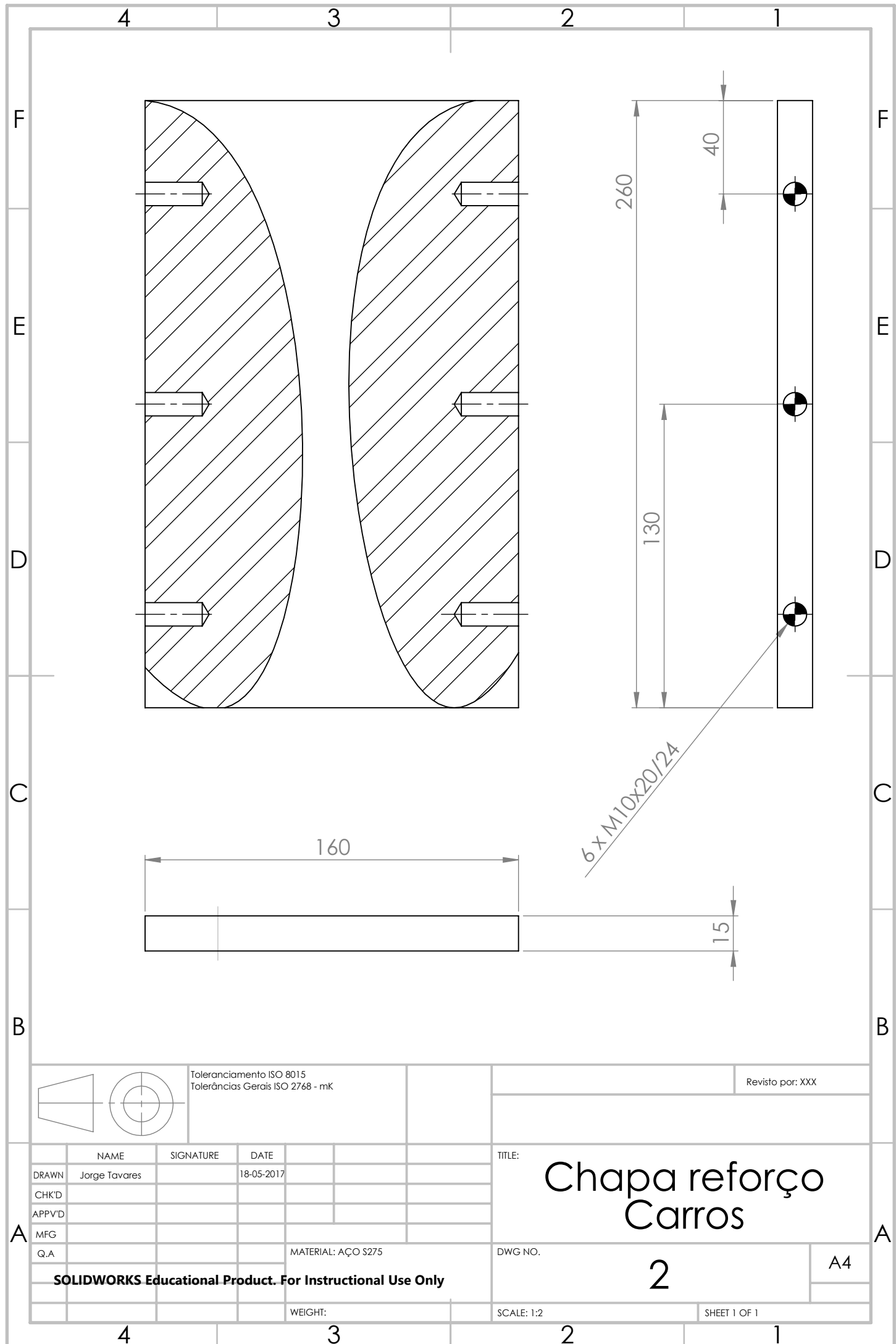
7. Referências

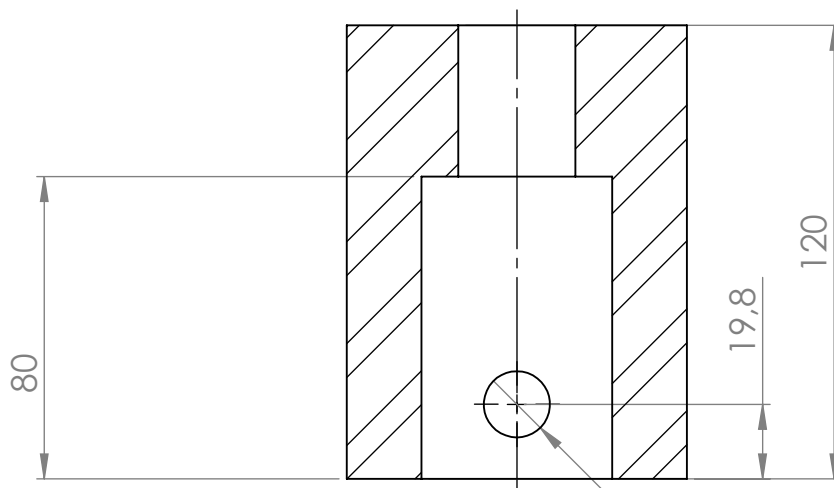
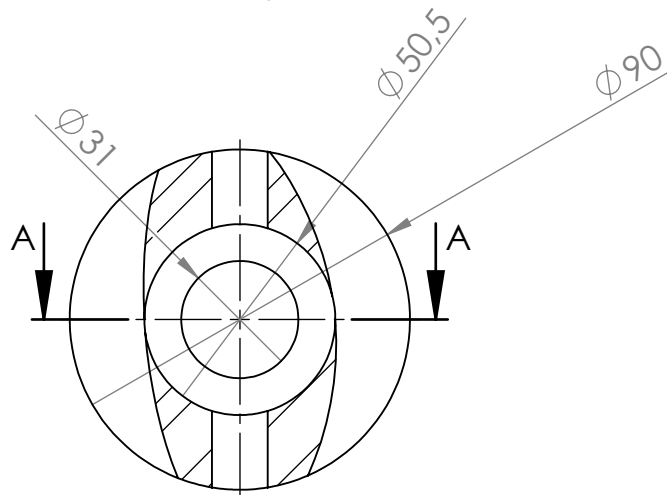
1. Quaak G. Biaxial testing of sheet metal: Na experimental-numerical analysis, Eindhoven University of Technology, Department of Mechanical Engineering, Computational and Experimental Mechanics, 2008.
2. Hannon A, Tiernan P. A review of planar biaxial tensile test systems for sheet metal. *Journal of Materials Processing Technology* 198:1-13, 2008.
3. Altenbach H, Tushtev K. A new static failure criterion for isotropic polymers. *Mechanics of Composite Materials*, 37:475-476, 2001.
4. Vezér Sz, Major Z. Development of an in-plane biaxial test setup for monotonic and cyclic tests of elastomers. *Polymer Competence Center Leoben GmbH*, 2008.
5. Smits. A, Hemelrijck DV, Philippidis TP, Cardon A. Design of a cruciform specimen for biaxial testing of fibre reinforced composite laminates. *Composites Science and Technology*, 66:964-975, 2006.
6. Hemelrijck DV, Smits A. Biaxial testing of fibre reinforced composite. *Optimat Blades*, 2003.
7. Shiratori E, Ikegami K. A New Biaxial tension Testing Machine with Flat Specimens. *Tokyo Institute of Technology*, 433-439, 1967.
8. Makinde A, Thibodeau L, Neal KW. Development of an Apparatus for Biaxial Testing Using Cruciform Specimens. *Experimental Mechanics*, 32:138-144, 1992.
9. Boehler JP, Demmerle S, Koss S. A New Direct Biaxial Testing Machine for Anisotropic Materials. *Experimental Mechanics*, 34:1-9, 1994
10. Kuwabara T, Ikeda S, Kuroda K. Measurement and analysis of differential work hardening in cold-rolled steel sheet under biaxial tension. *Journal of Materials Processing Technology*, 80-81:517-523, 1998.
11. Marques TMJ. Ensaio Biaxial sob Tensões Normais. Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro, 2013.
12. Araújo JTA. Dispositivo de ensaio biaxial de provetes cruciformes. Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro, 2013.
13. Directiva 2006/42/CE (PT) (2006) 'Directiva 2006/42/CE relativa a máquinas', *Jornal Oficial da União Europeia*, 2006, 24-86.
14. Maio JPM. Projeto e Construção de Máquina de Ensaio Biaxiais. Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro, 2014.
15. Morais JMS. *Desenho Técnico Básico*, 24ª Edição, Dezembro 2007. ISBN – 972-96525-2-X.

16. Shimadzu. Manual Non Shift Wedge Grips , 2ª Edição, Outubro 2015. Disponível na Internet: http://www.shimadzu.com/an/test/accessory/tensile/n9j25k00000hefm6-att/C224-E061B_ManualNon-ShiftWedgeGrips.pdf [Acedido a 1 de Abril de 2017]
17. INA. Casquillos de fricción Permaglidle, Catálogo 706. Fevereiro de 2006. Disponível na Internet: http://www.rodaunion.es/media/imagenes/Catalogos/Rodamientos%20y%20accesorios/INA/Rotativo/Casquillos_Permaglidle_706_es.pdf [Acedido a 1 de Abril de 2017]
18. Stepperonline. Nema 34 Hybrid Stepper Motor, Revisão: A, 14 de Março de 2006. Disponível na Internet: <http://www.omc-stepperonline.com/download/pdf/34HS59-5004S.pdf> [Acedido a 2 de Abril de 2017]
19. Siti. Redutores e Motorredutores simples, Novembro 2016. Disponível na Internet: http://www.sitiriduttori.it/wp-content/uploads/U-MU_semplici_web.pdf [Acedido a 2 de Abril de 2017]
20. NBS. General Technical Catalogue , 1 de Julho de 2011. Disponível na Internet: http://www.intercom.si/web/dokumenti/nbs_linearna_tehnika.pdf [Acedido a 25 de Março de 2017]
21. Vallourec. Tubos Mecânicos, 1ª Edição de 2015. Disponível na Internet: http://www.vallourec.com/COUNTRIES/BRAZIL/EN/Media/Catalogues/Documents/Catalogo_Mecânico.pdf [Acedido a 22 de Março de 2017]
22. ERIKS. Oil Seals 847033 de 2007. Disponível na Internet: <http://eriks.nl/documentatie/afdichtingen/asafdichtingen/oilseals.pdf> [Acedido a 2 de Abril de 2017]
23. Schaeffler. Medias. Disponível na Internet: http://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br.pr/ZKLN..-2Z*ZKLN4090-2Z-XL [Acedido a 2 de Abril de 2017]
24. FAG. Rolamentos FAG, Catálogo WL 41 520/3 PB. Disponível na Internet: <http://www.eurorol.com/PDF/Catálogo%20FAG.pdf> [Acedido a 7 de Abril de 2017]
25. Branco, C.M., Ferreira, J.M. Costa, JD e Ribeiro, A.S. (2005). Projecto de Órgãos de Máquinas, Ed. Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, Portugal
26. Juvinal, R.J., Marshek K.M. Fundamentals of Machine Component Design, Second Edition. ISBN – 0-471-62281-8
27. The Engineering ToolBox. Friction and Friction Coefficients. Disponível na Internet: http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html [Acedido a 2 de Abril de 2017]
28. Rie, K.T., Portella, P.D. (1998). Low Cycle Fatigue and Elasto-Plastic Behaviour of Materials, Elsevier, New York, Estados Unidos da América.

8. Anexos Técnicos







SECTION A-A



Toleranciamento ISO 8015
Tolerâncias Gerais ISO 2768 - mK

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	Jorge Tavares		19-05-2017		
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL: AÇO S275		
			WEIGHT: 4,5 kg		

TITLE:

Guia do conjunto Célula
de Carga / Amarra

DWG NO.

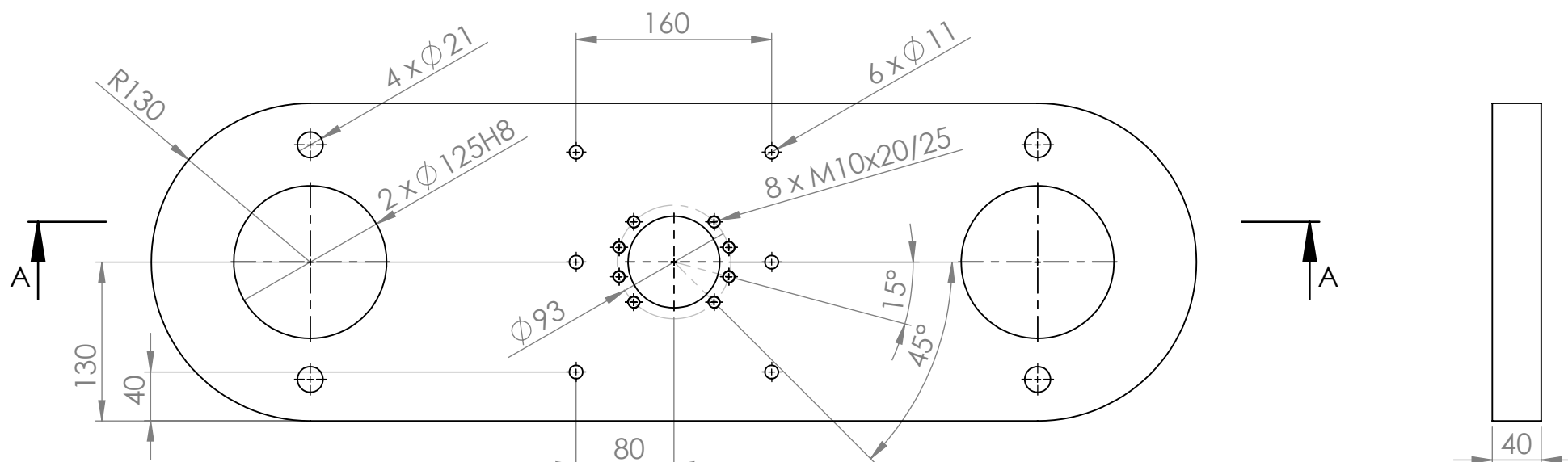
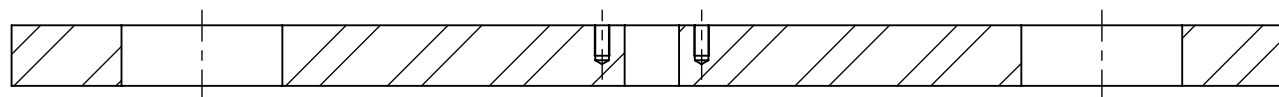
3

A4

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

SCALE:1:2

SHEET 1 OF 1



	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	Jorge Tavares		18-05-2017		
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL: Aço DIN CK45	
				WEIGHT: 56 kg	

TITLE:

Chapa anterior
Carros Eixo Vertical

DWG NO.

△

A4

SCALE: 1:5

SHEET 1 OF 1

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

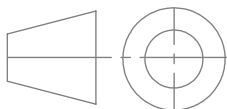
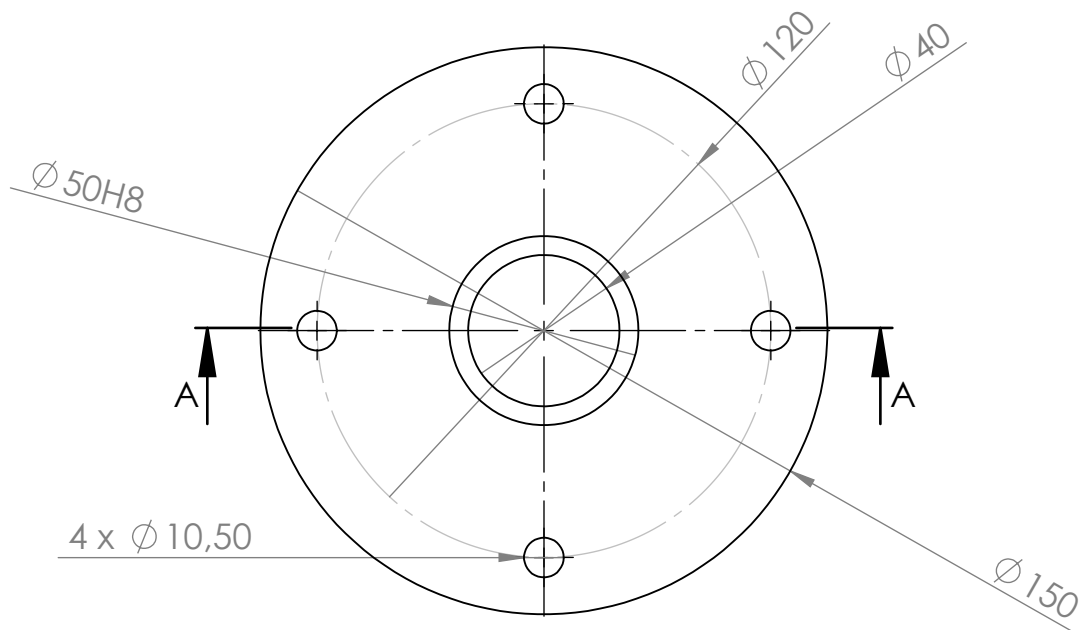
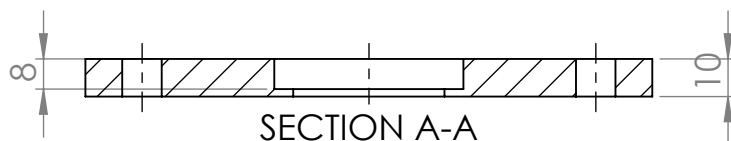
C

B

B

A

A



Toleranciamento ISO 8015
Tolerâncias Gerais ISO 2768 - mK

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	Jorge Tavares		19-05-2017		
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL: AÇO S275		
			WEIGHT: 0,15 kg		

TITLE:

Suporte Vedante
Rolamento Lado Redutor

DWG NO.

5

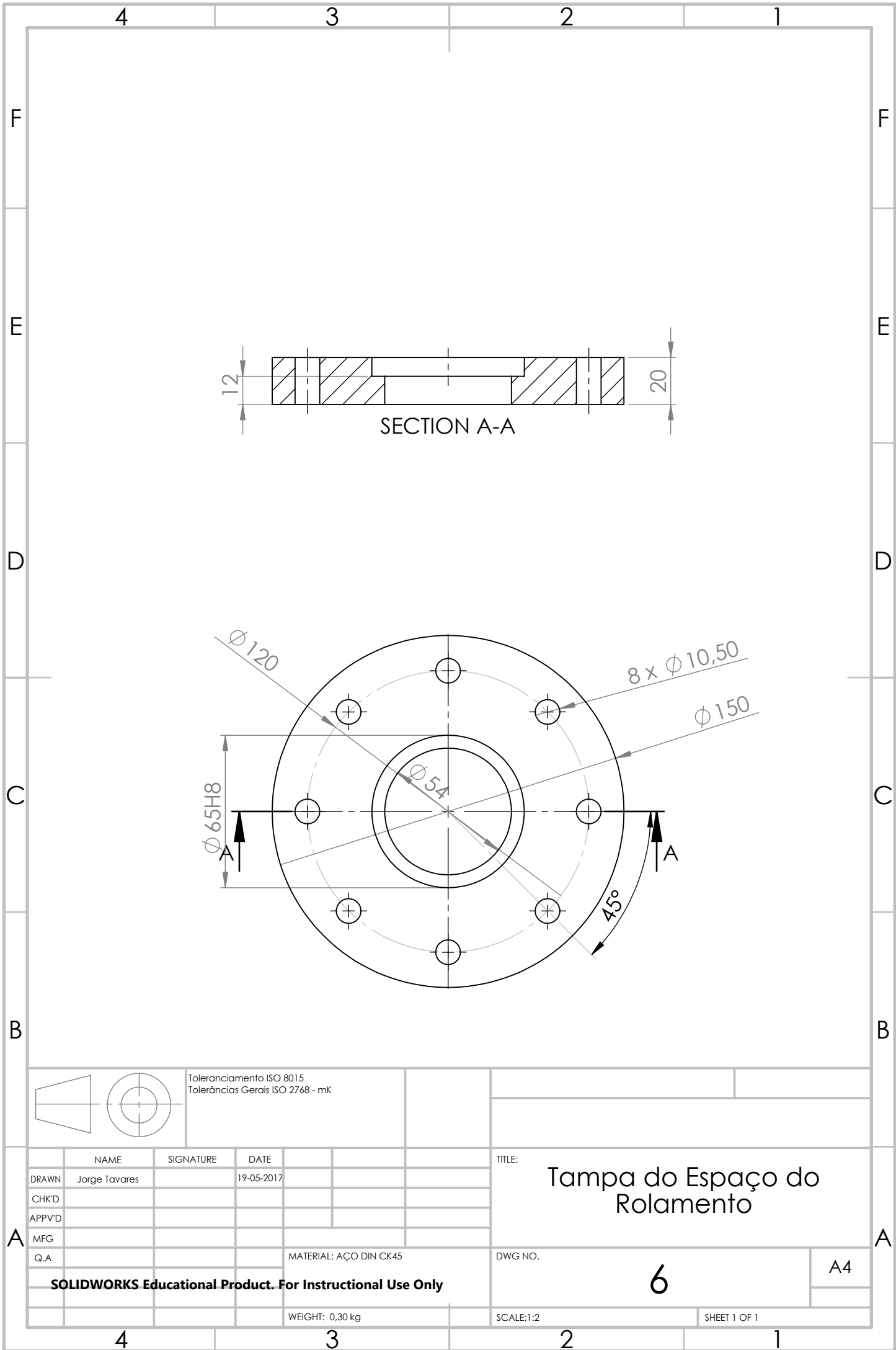
A4

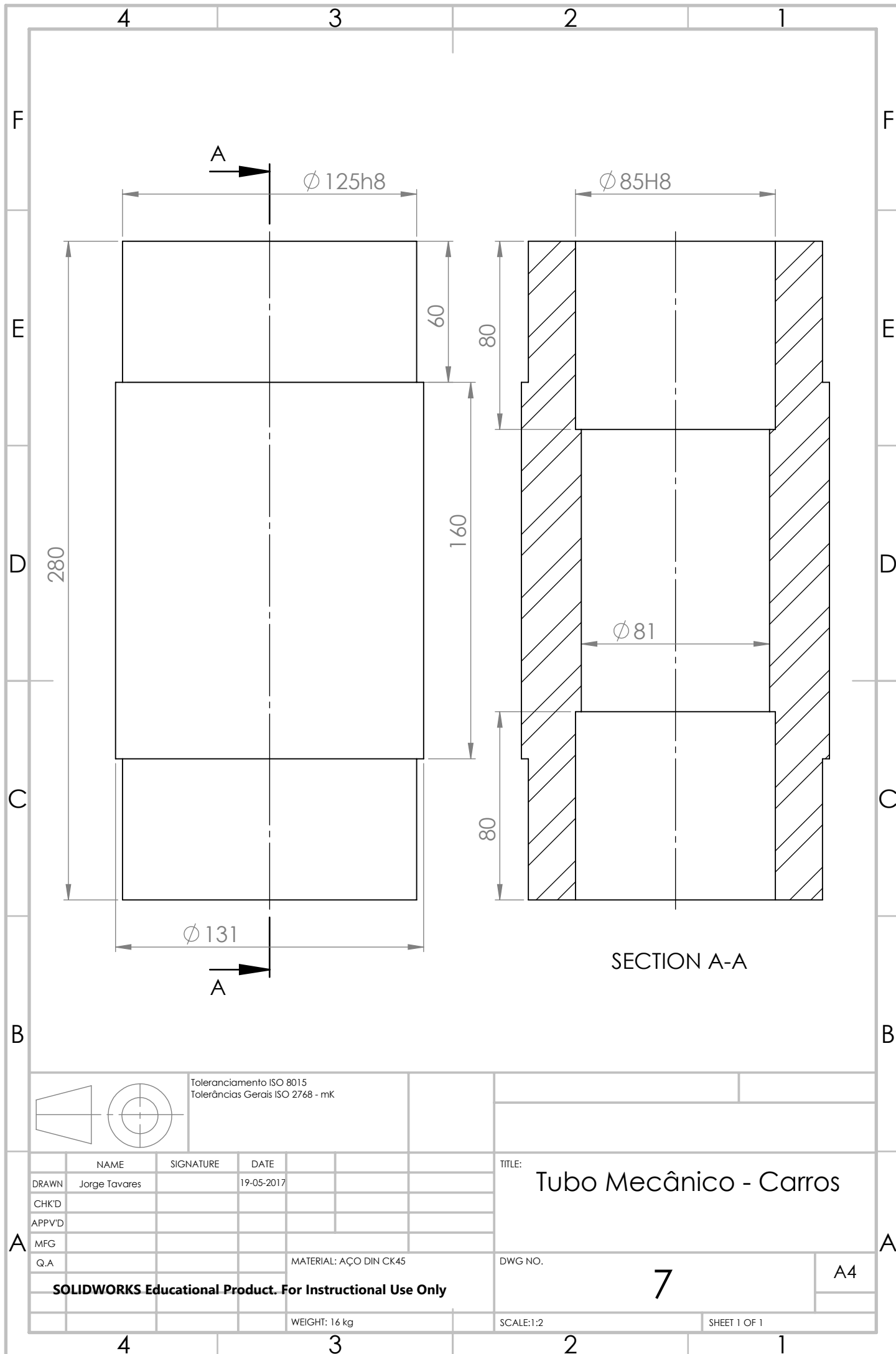
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

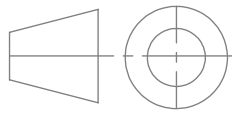
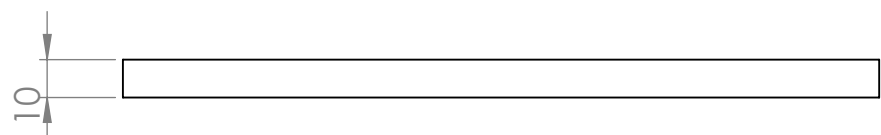
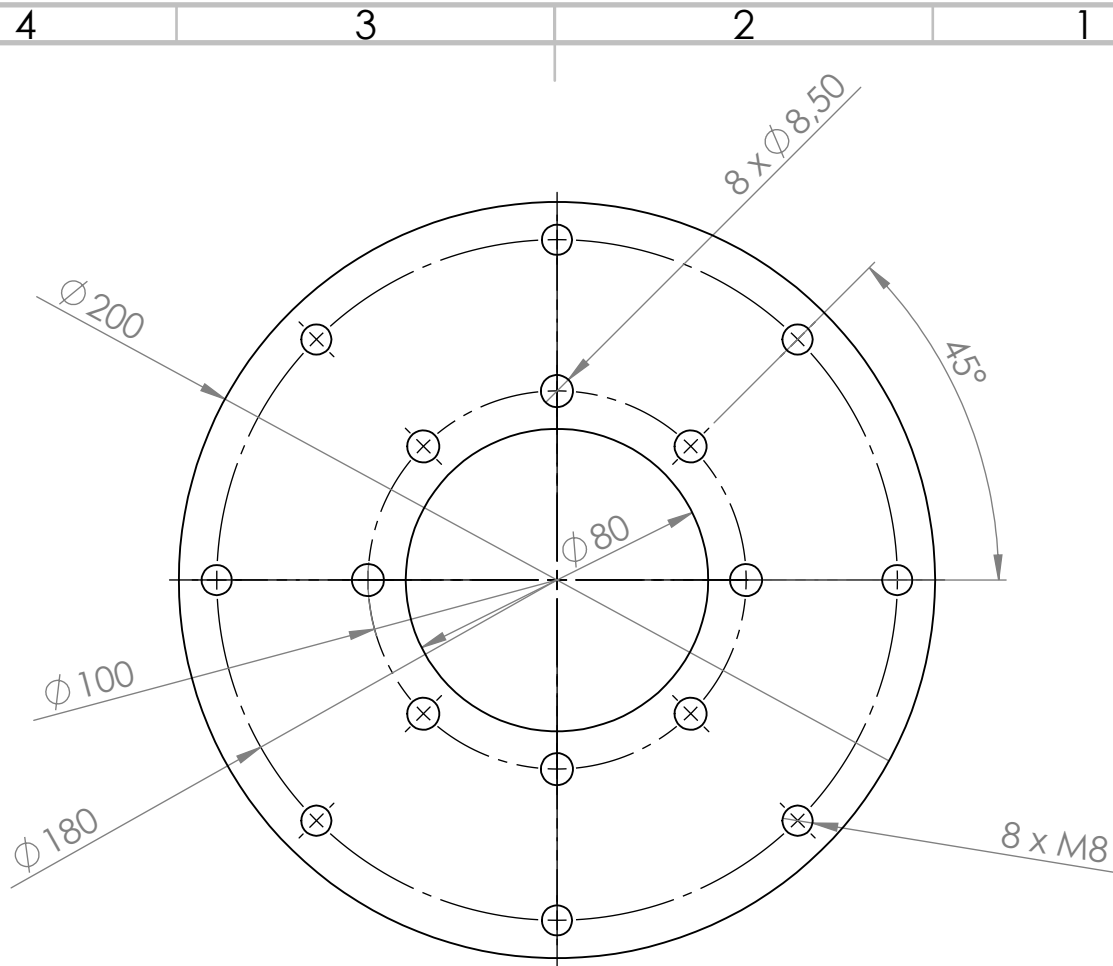
SCALE:1:2

SHEET 1 OF 1

4 3 2 1







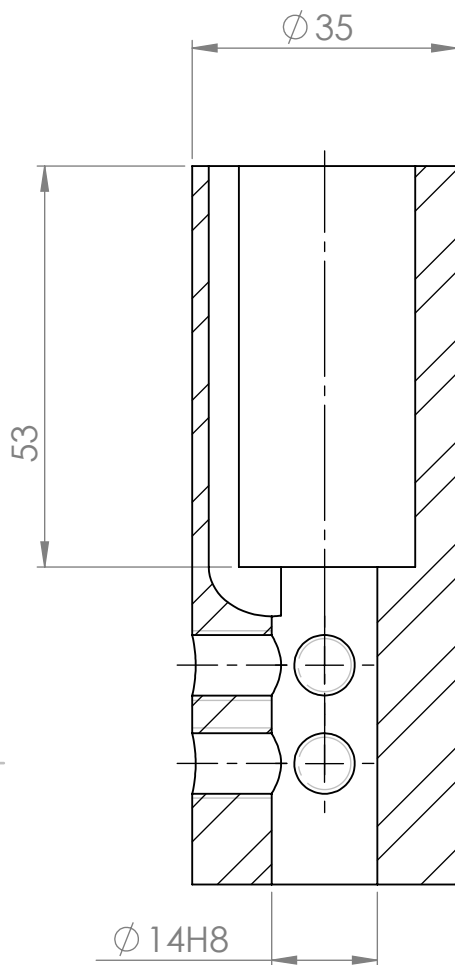
Toleranciamento ISO 8015
Tolerâncias Gerais ISO 2768 - mK

NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN Jorge Tavares		19-05-2017		
CHK'D				
APPV'D				
MFG				
Q.A				
MATERIAL: AÇO DIN CK45				
WEIGHT: 2 kg				

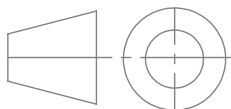
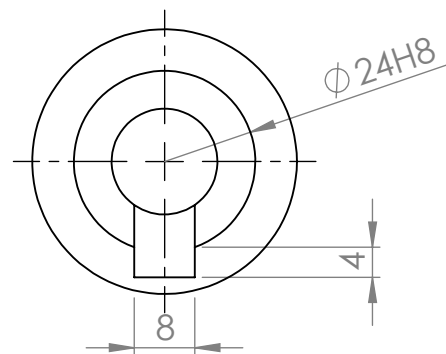
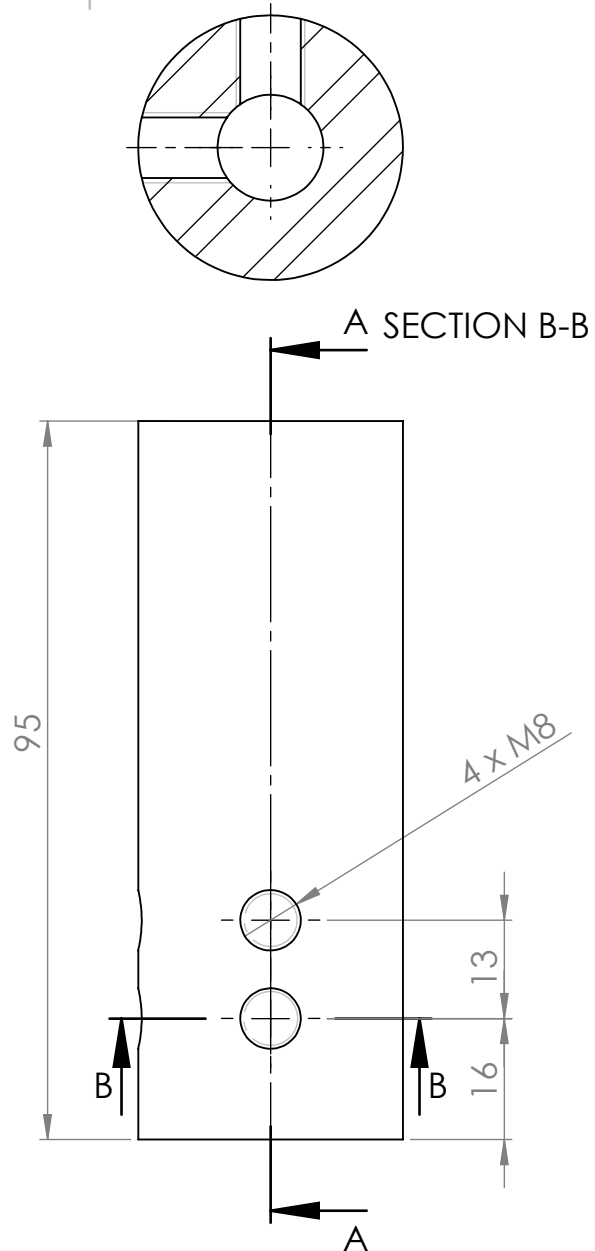
TITLE:	Suporte adaptador Apoio-Motor/Redutor			
DWG NO.	8			
SCALE:1:2	SHEET 1 OF 1			

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

A4



SECTION A-A



Toleranciamento ISO 8015
Tolerâncias Gerais ISO 2768 - mK

	NAME	SIGNATURE	DATE	
DRAWN	Jorge Tavares		19-05-2017	
CHK'D				
APPV'D				
MFG				
Q.A				
MATERIAL: AÇO DIN CK45				
WEIGHT: 0,5 kg				

TITLE:

Acoplamento Motor-Redutor

DWG NO.

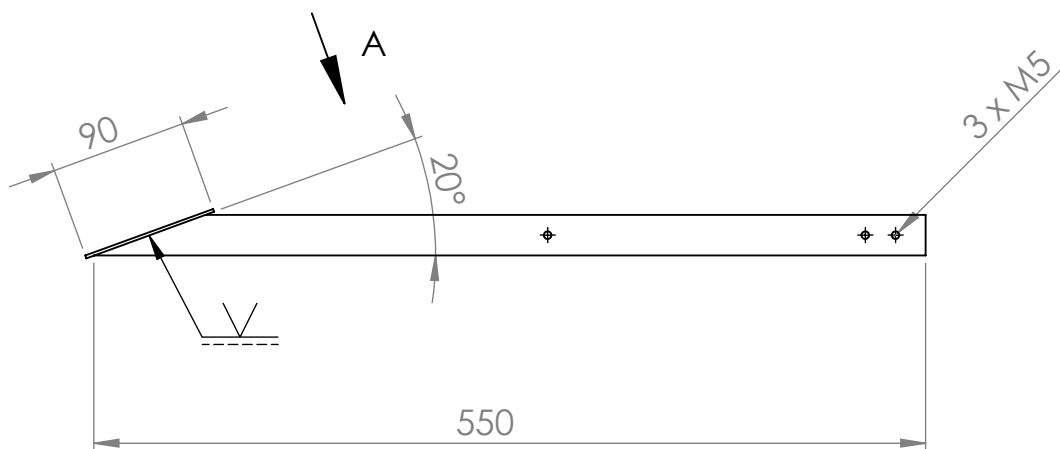
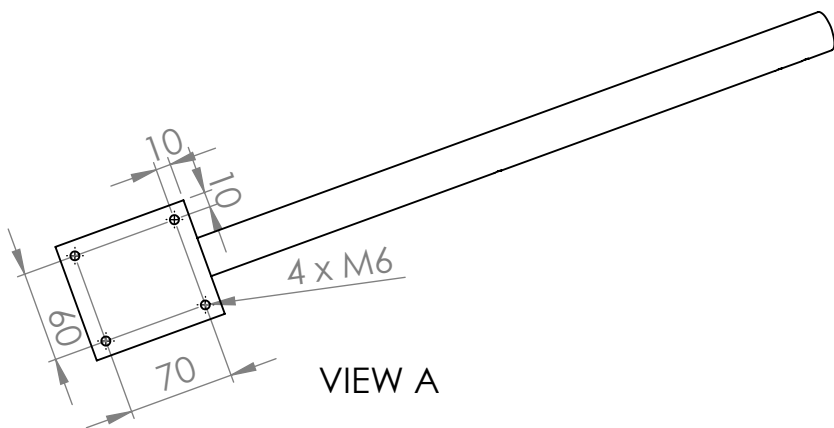
9

A4

SCALE:1:1

SHEET 1 OF 1

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only



Toleranciamento ISO 8015
Tolerâncias Gerais ISO 2768 - mK ISO13920-B

NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN Jorge Tavares		19-05-2017			
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL: AÇO S275		
			WEIGHT: 0,8 kg		

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

TITLE:

Suporte Víde-
Extensómetro

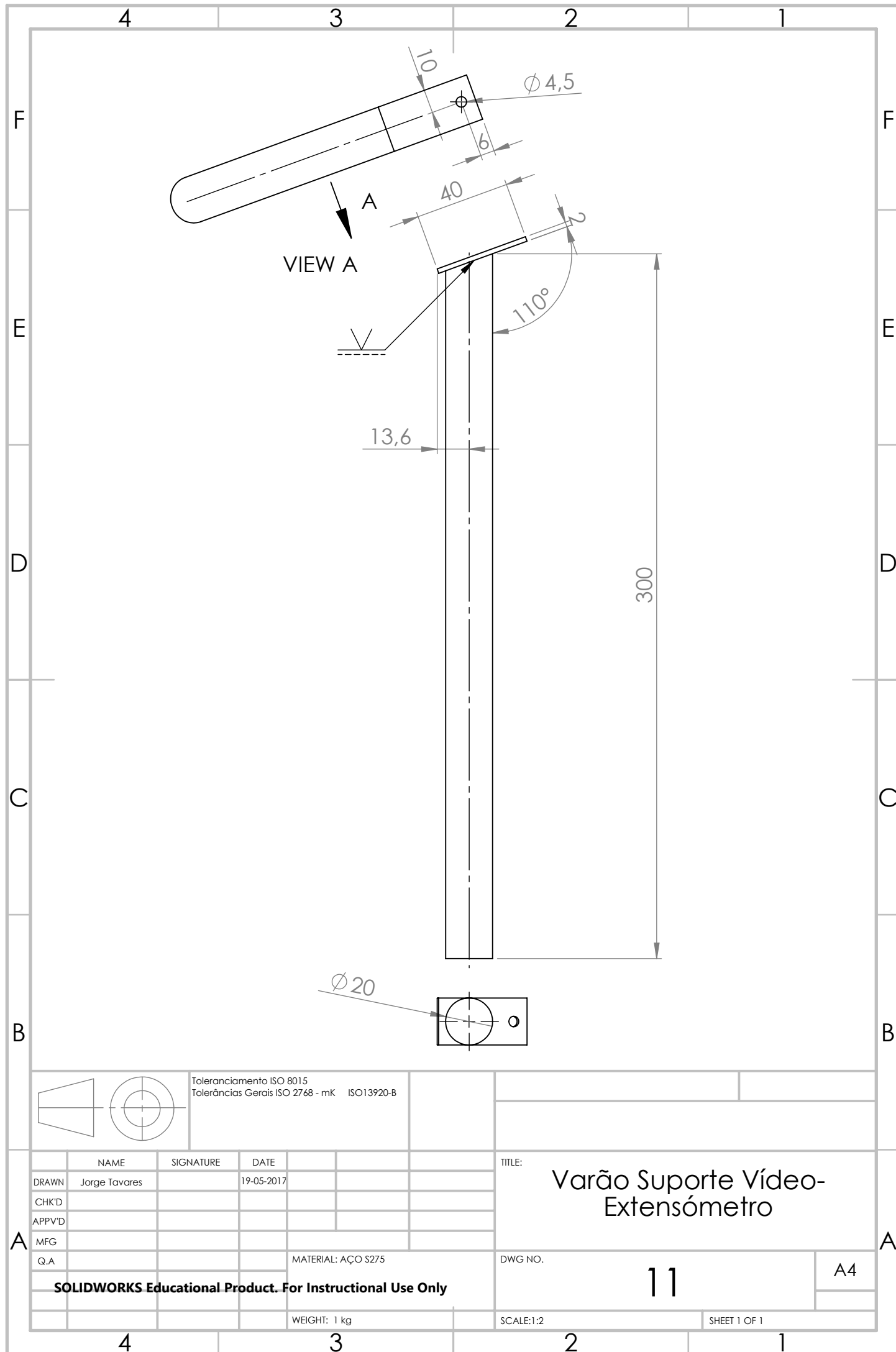
DWG NO.

10

A4

SCALE:1:5

SHEET 1 OF 1

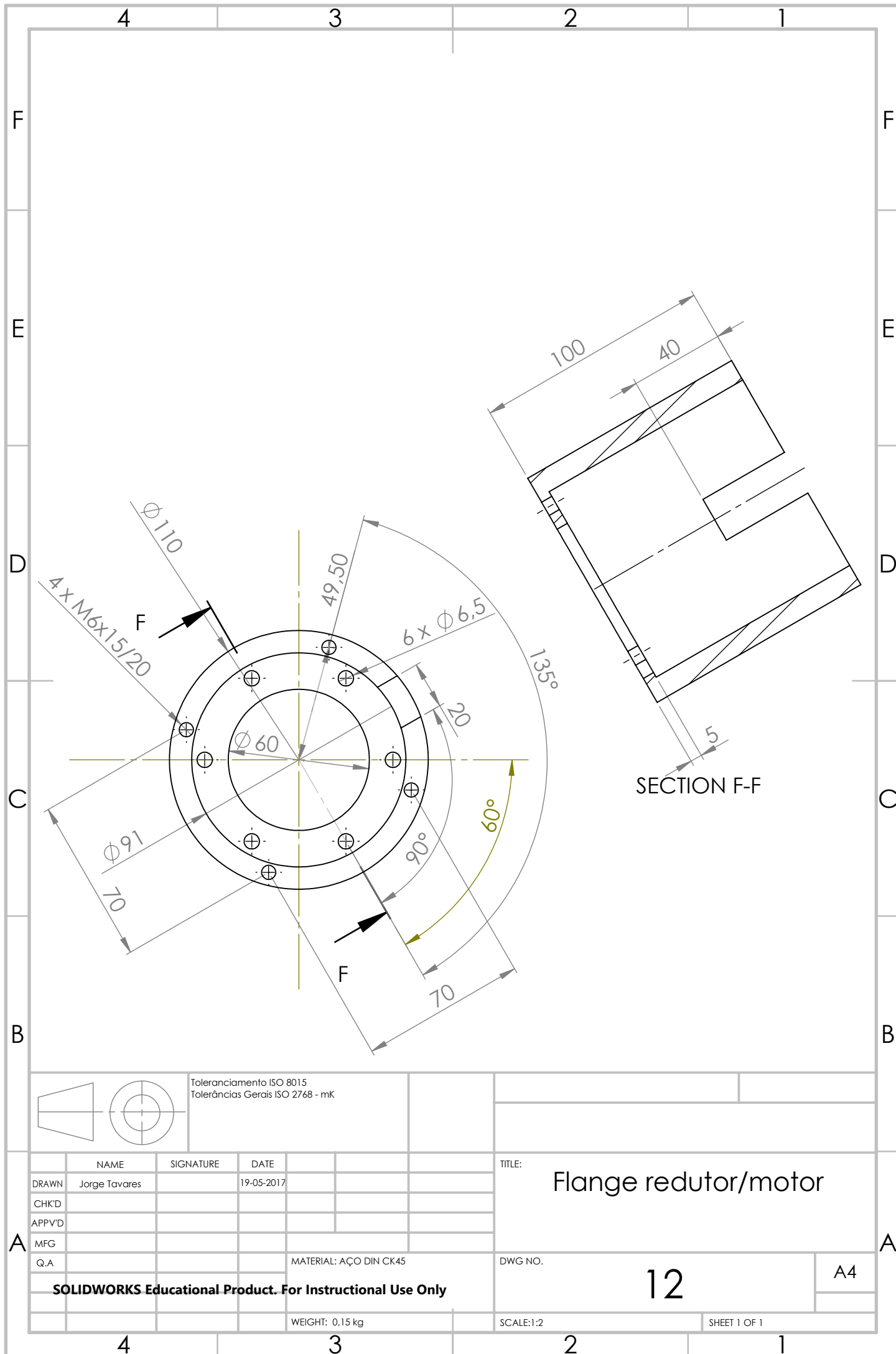


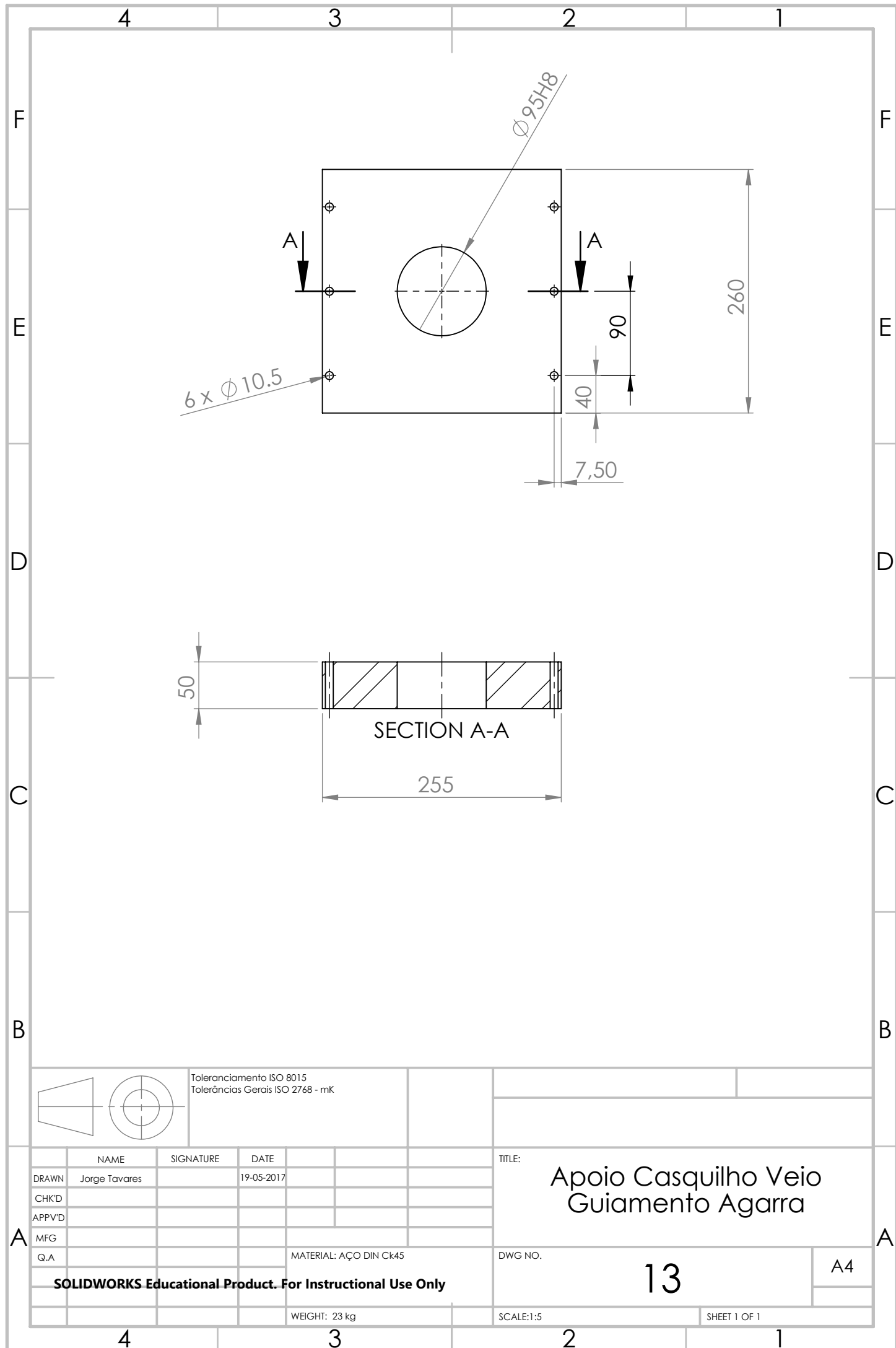
Toleranciamento ISO 8015
Tolerâncias Gerais ISO 2768 - mK ISO 13920-B

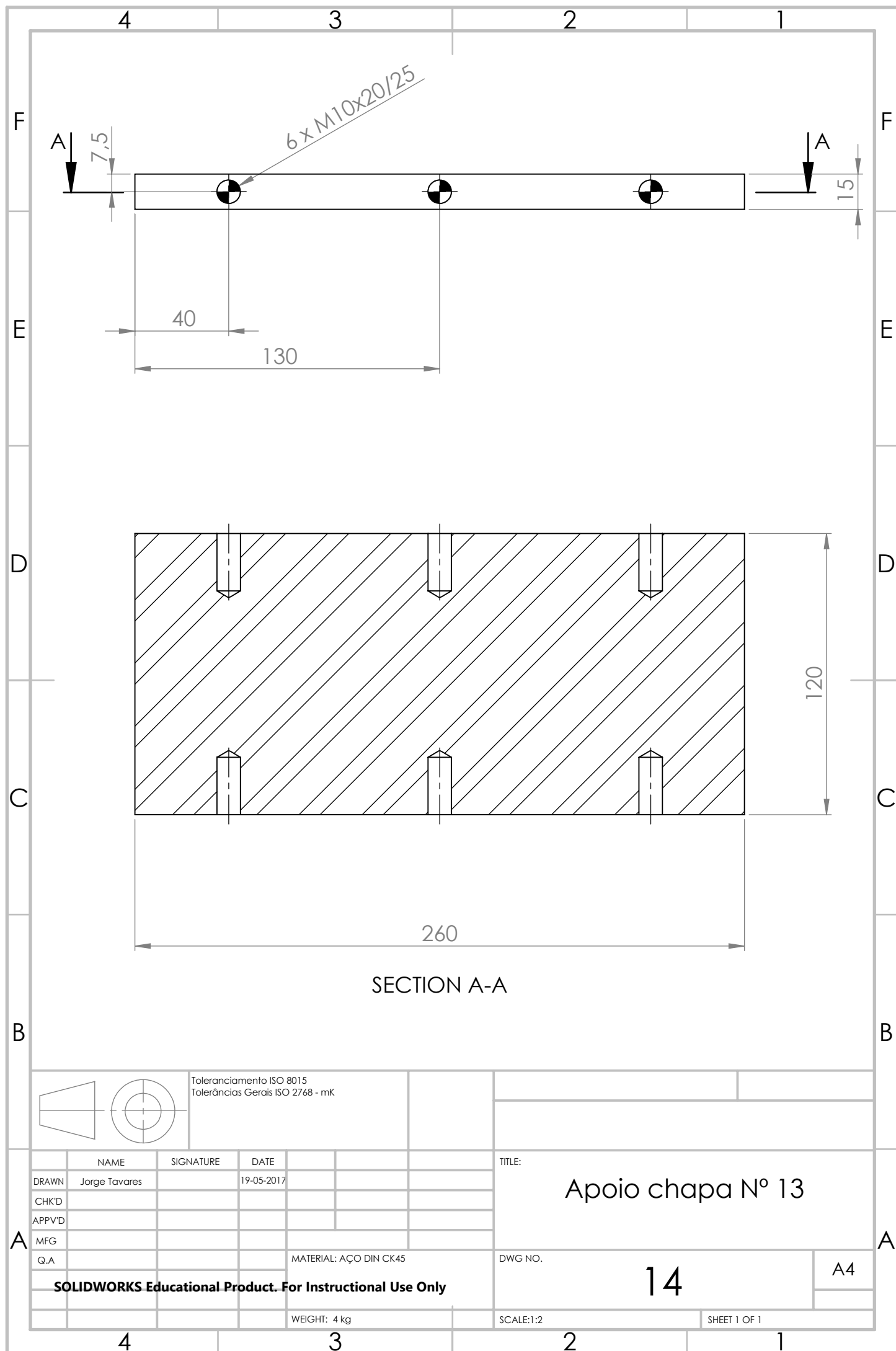
NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN Jorge Tavares		19-05-2017			
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL: AÇO S275		
			WEIGHT: 1 kg		

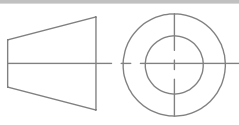
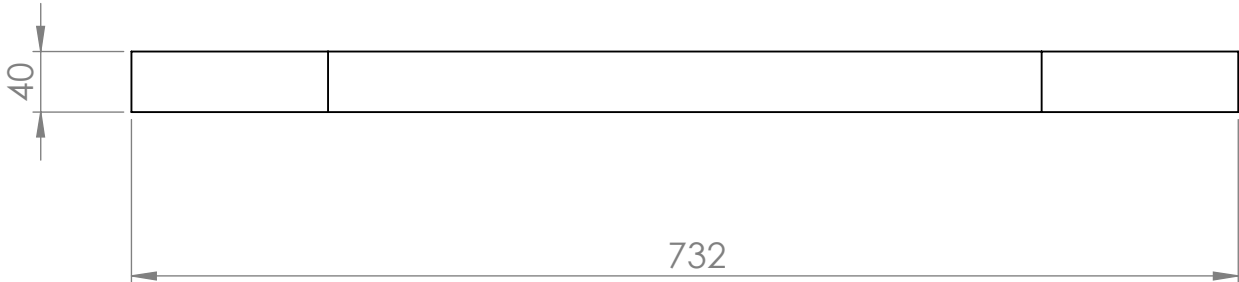
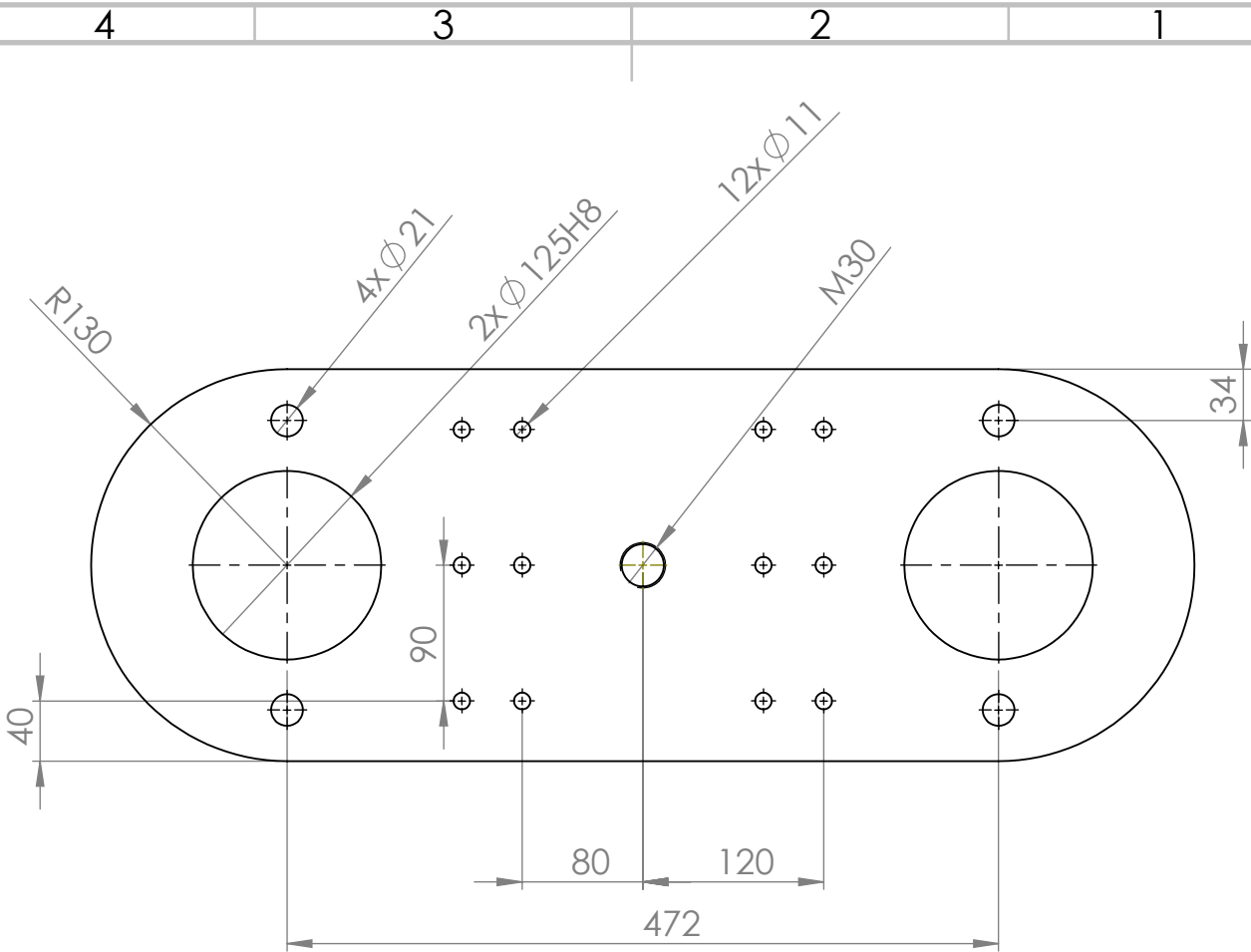
TITLE:	Varão Suporte Vídeo-Extensômetro	
DWG NO.	11	A4
SCALE:1:2	SHEET 1 OF 1	

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only





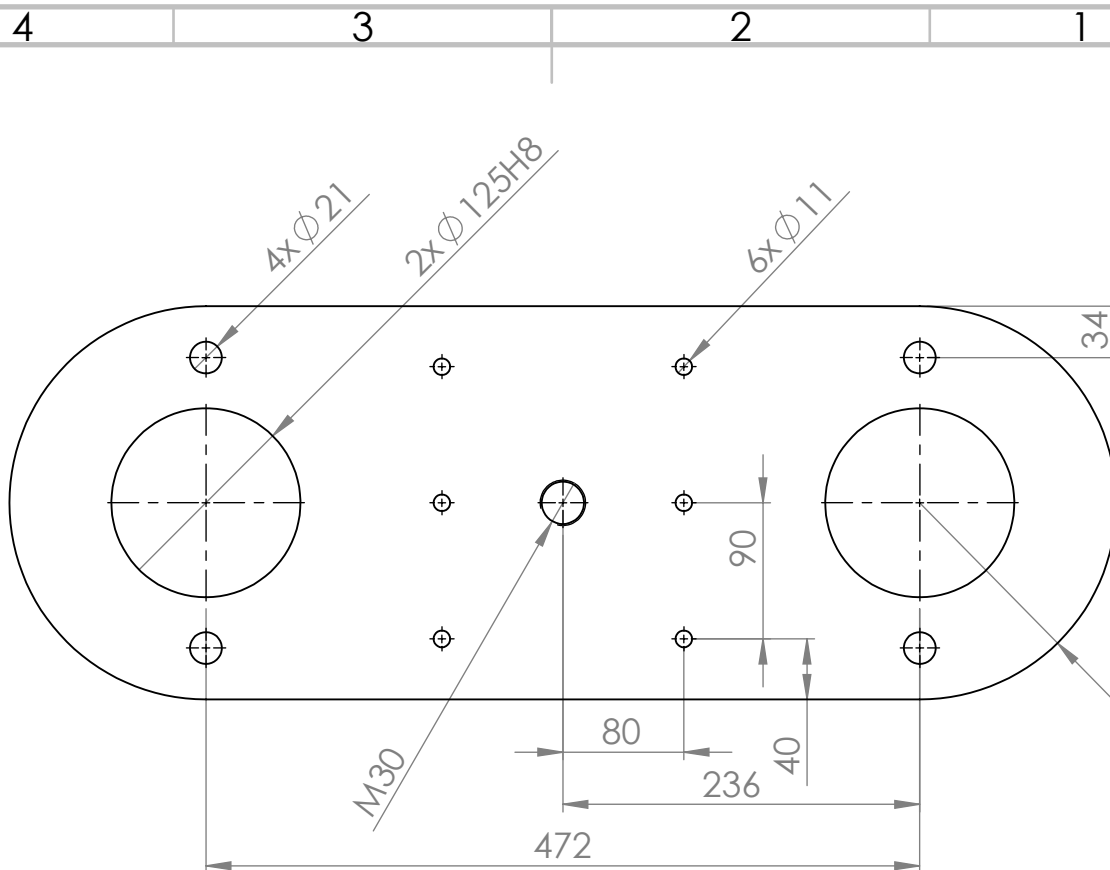




Toleranciamento ISO 8015
Tolerâncias Gerais ISO 2768 - mK

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	Jorge Tavares		19-05-2017		
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL: AÇO DIN CK45	
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only					
				WEIGHT: 47 kg	

TITLE: Chapa posterior Carro Eixo XX com Célula Carga	
DWG NO. 15	A4
SCALE:1:5	
SHEET 1 OF 1	



Toleranciamento ISO 8015
Tolerâncias Gerais ISO 2768 - mK

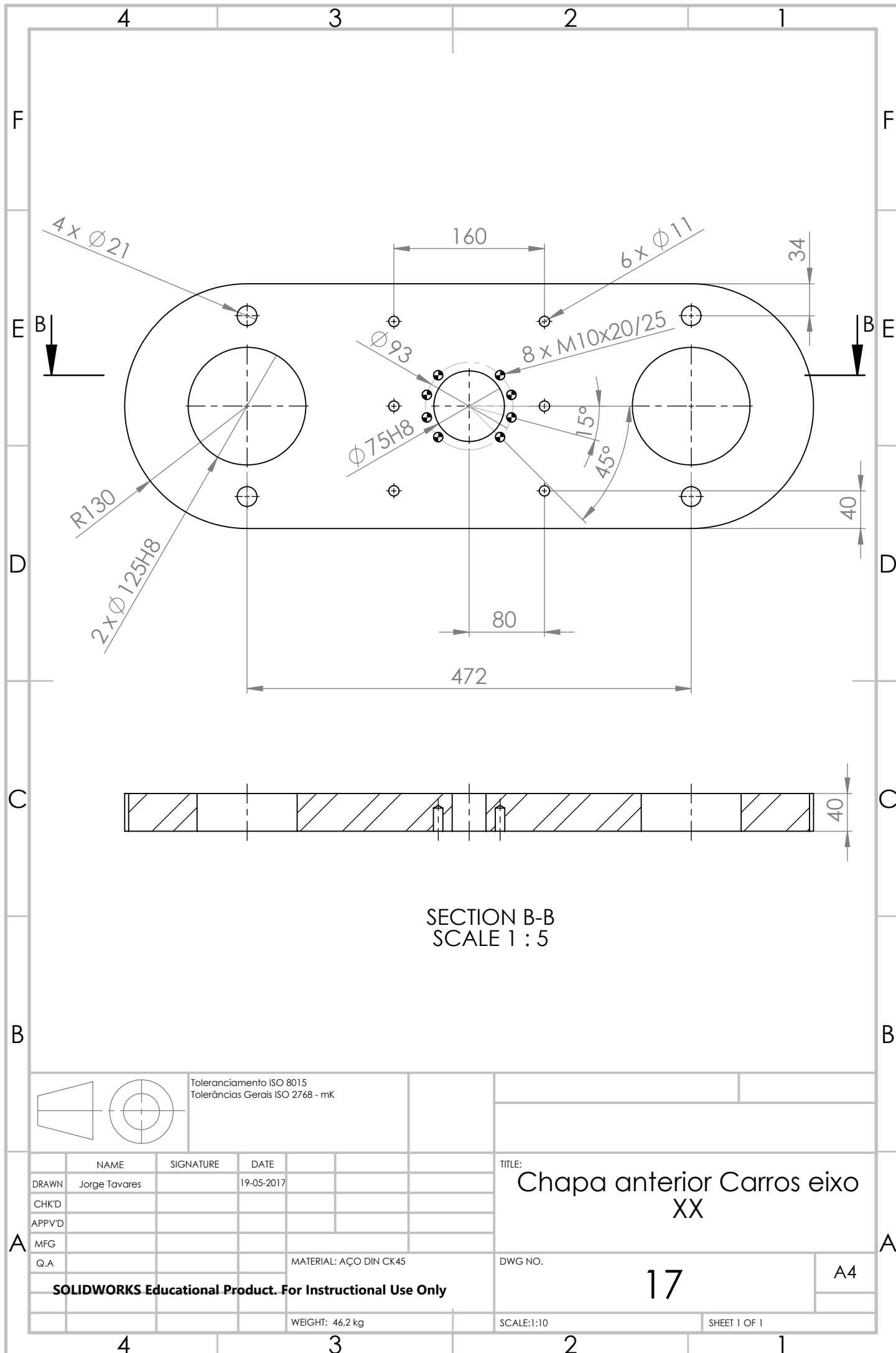
	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	Jorge Tavares		19-05-2017		
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
MATERIAL: AÇO DIN CK45			DWG NO.		
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only			16		
WEIGHT: 47,5 kg			SCALE:1:5		
			SHEET 1 OF 1		

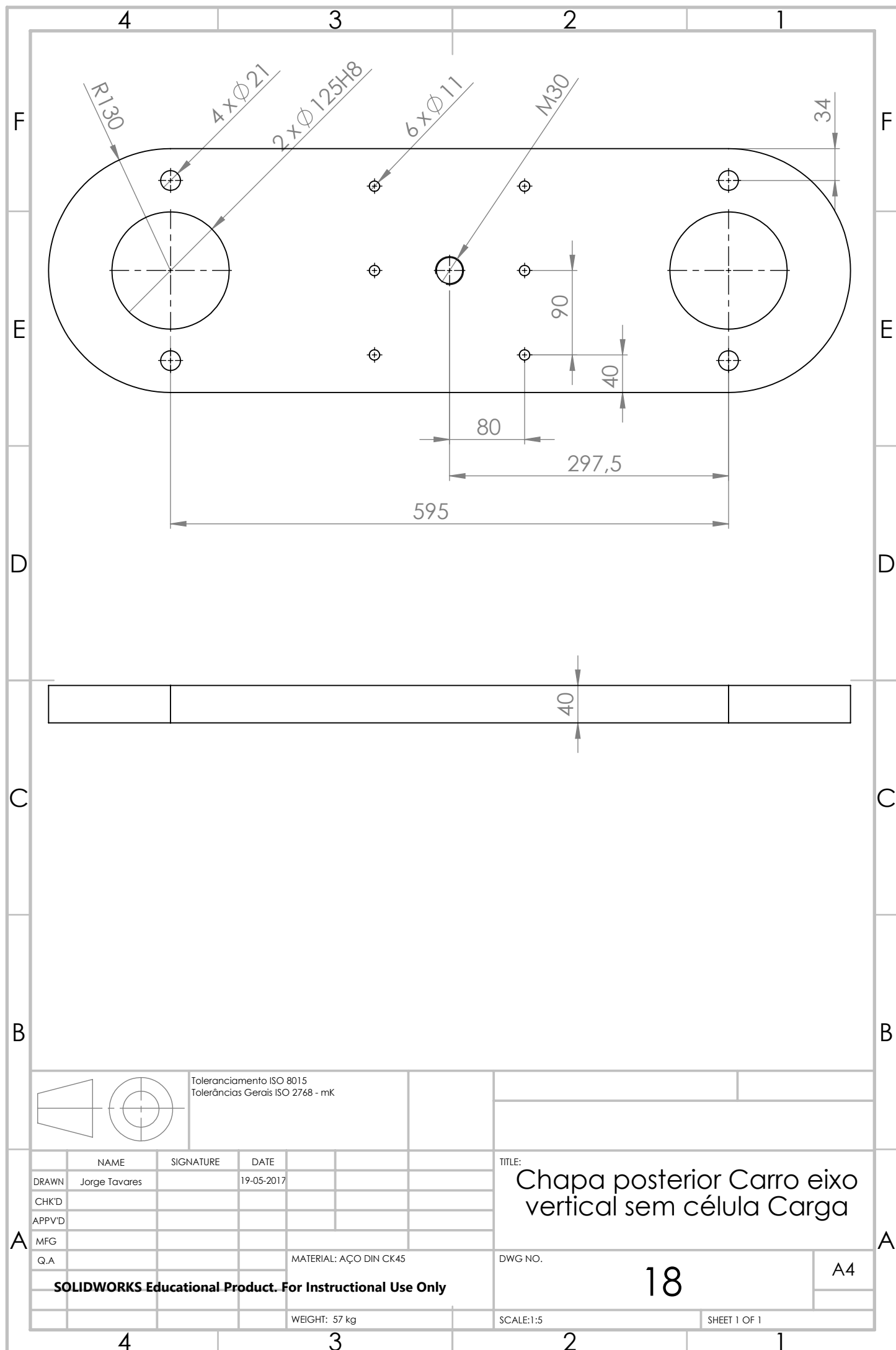
TITLE:
Chapa posterior Carro eixo
XX sem célula carga

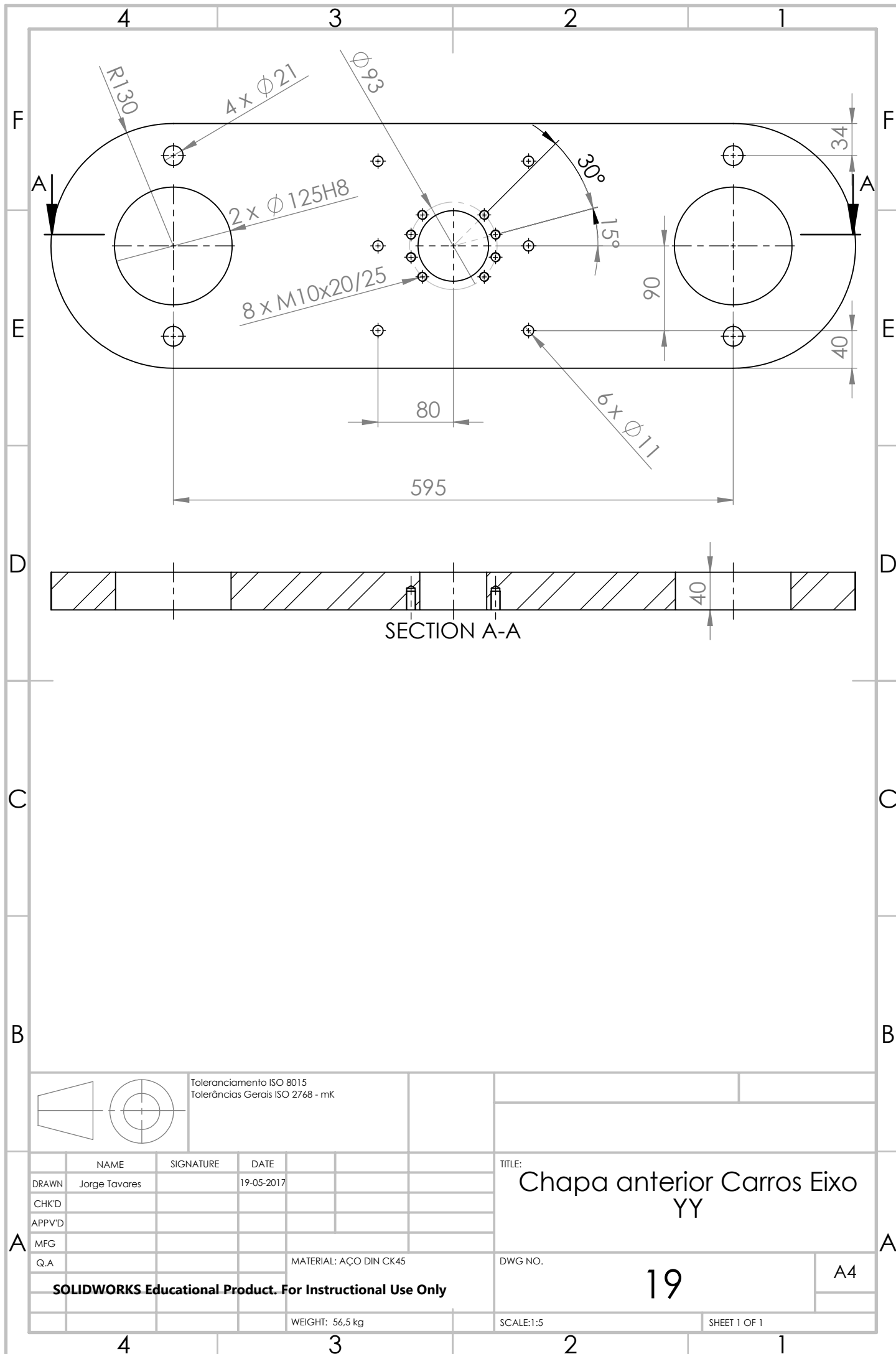
DWG NO.

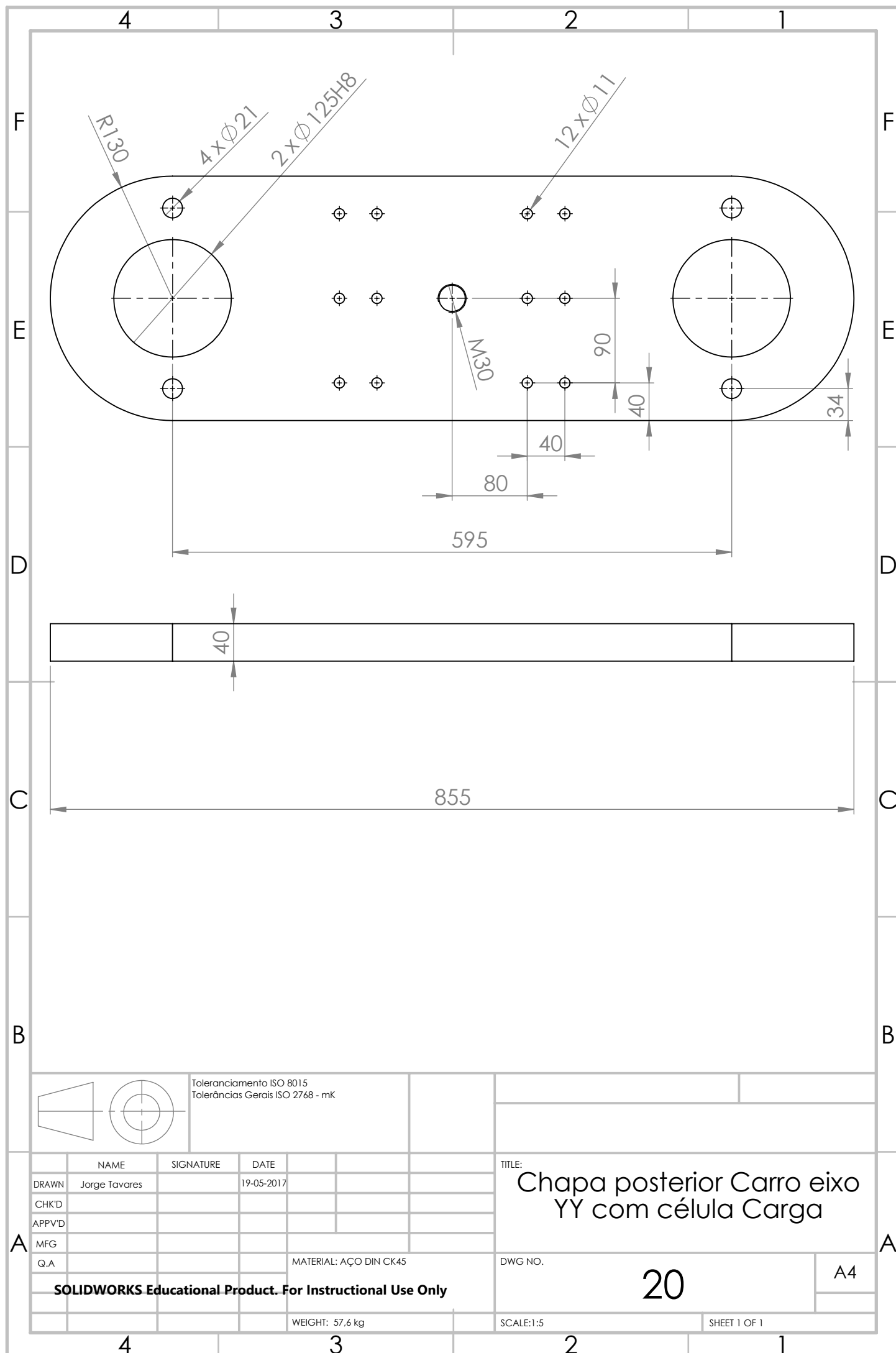
16

A4









Toleranciamento ISO 8015
Tolerâncias Gerais ISO 2768 - mK

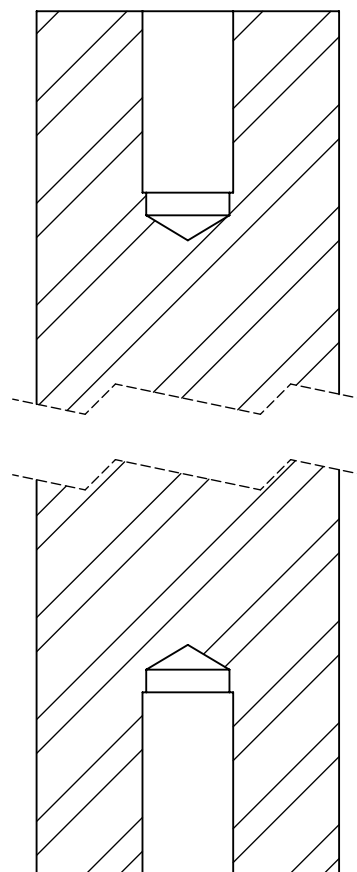
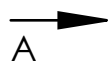
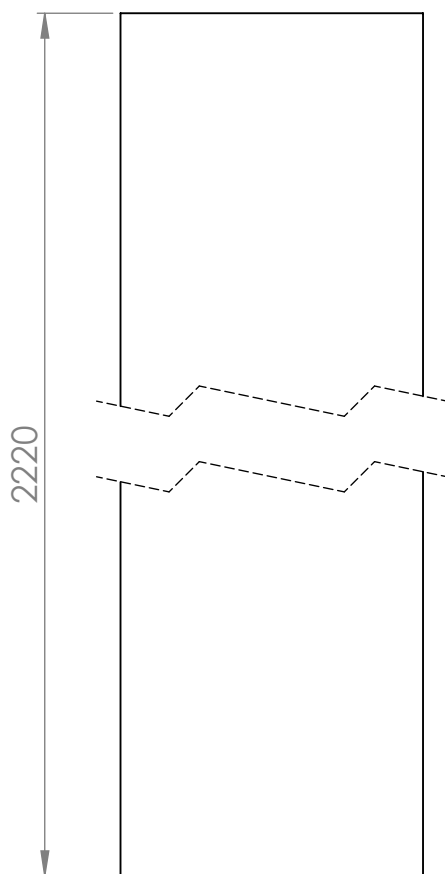
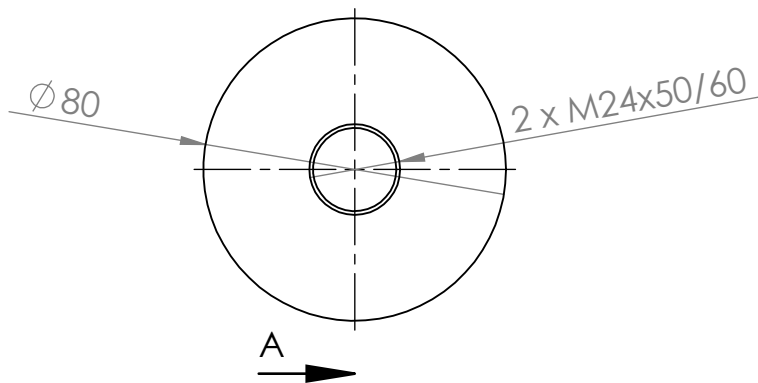
NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN Jorge Tavares		19-05-2017			
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
MATERIAL: AÇO DIN CK45			DWG NO.		
WEIGHT: 57,6 kg			SCALE:1:5		

TITLE:
Chapa posterior Carro eixo
YY com célula Carga

20

A4

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only



SECTION A-A



Toleranciamento ISO 8015
Tolerâncias Gerais ISO 2768 - mK

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	Jorge Tavares		19-05-2017		
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL: AÇO DIN CK45		
			WEIGHT: 84 kg		

TITLE: Varão D80 Cromado CK 45

DWG NO.

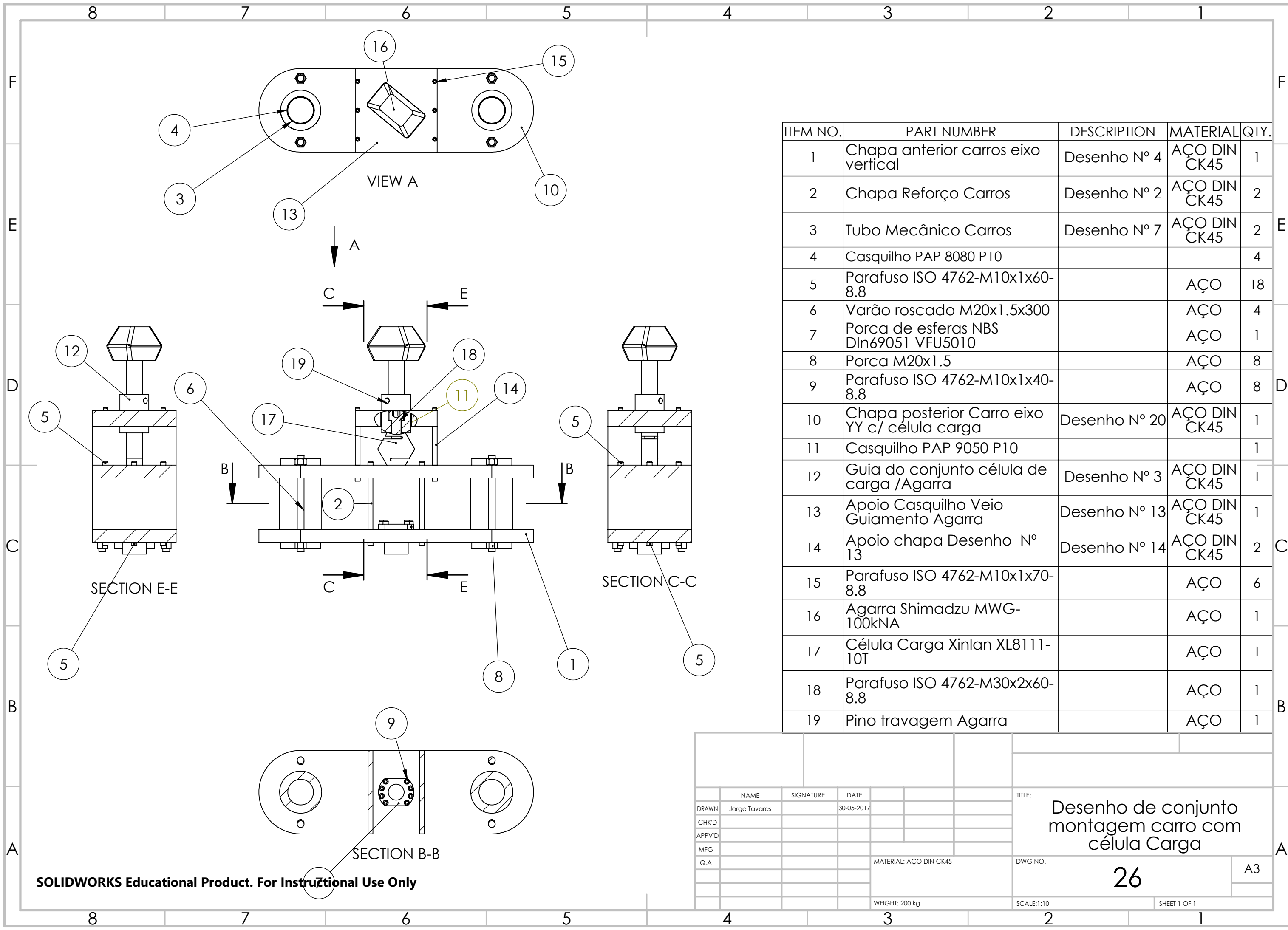
21

A4

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

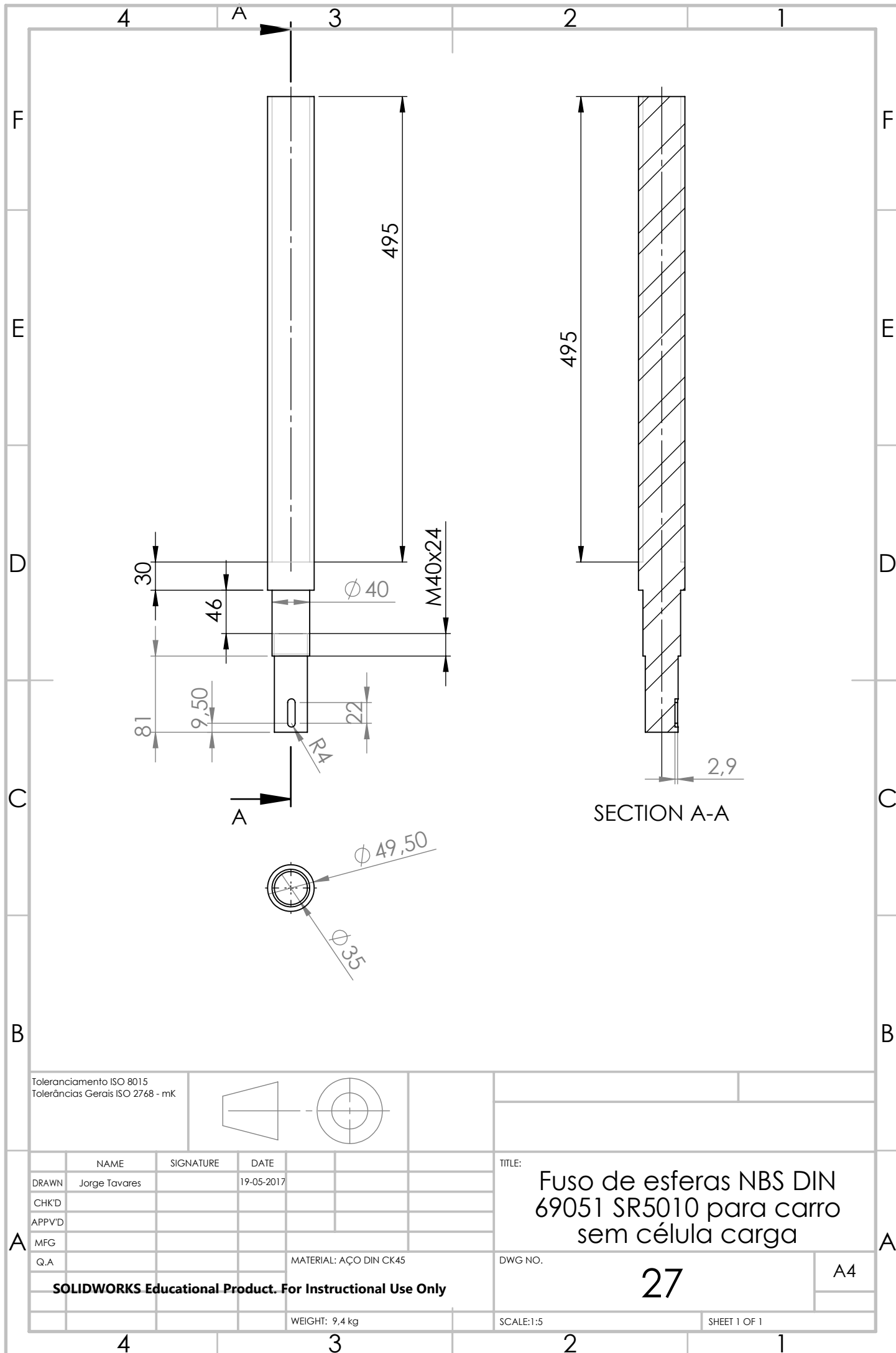
SCALE: 1:2

SHEET 1 OF 1

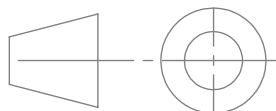


ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL	QTY.
1	Chapa anterior carros eixo vertical	Desenho Nº 4	AÇO DIN CK45	1
2	Chapa Reforço Carros	Desenho Nº 2	AÇO DIN CK45	2
3	Tubo Mecânico Carros	Desenho Nº 7	AÇO DIN CK45	2
4	Casquilho PAP 8080 P10			4
5	Parafuso ISO 4762-M10x1x60-8.8		AÇO	18
6	Varão roscado M20x1.5x300		AÇO	4
7	Porca de esferas NBS Dln69051 VFU5010		AÇO	1
8	Porca M20x1.5		AÇO	8
9	Parafuso ISO 4762-M10x1x40-8.8		AÇO	8
10	Chapa posterior Carro eixo YY c/ célula carga	Desenho Nº 20	AÇO DIN CK45	1
11	Casquilho PAP 9050 P10			1
12	Guia do conjunto célula de carga /Agarra	Desenho Nº 3	AÇO DIN CK45	1
13	Apoio Casquilho Veio Guiamento Agarra	Desenho Nº 13	AÇO DIN CK45	1
14	Apoio chapa Desenho Nº 13	Desenho Nº 14	AÇO DIN CK45	2
15	Parafuso ISO 4762-M10x1x70-8.8		AÇO	6
16	Agarra Shimadzu MWG-100kNA		AÇO	1
17	Célula Carga Xinlan XL8111-10T		AÇO	1
18	Parafuso ISO 4762-M30x2x60-8.8		AÇO	1
19	Pino travagem Agarra		AÇO	1

	NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE:	
DRAWN	Jorge Tavares		30-05-2017			Desenho de conjunto montagem carro com célula Carga	
CHK'D							
APPV'D							
MFG							
Q.A							
				MATERIAL: AÇO DIN CK45		DWG NO.	A3
				WEIGHT: 200 kg		SCALE:1:10	
						SHEET 1 OF 1	

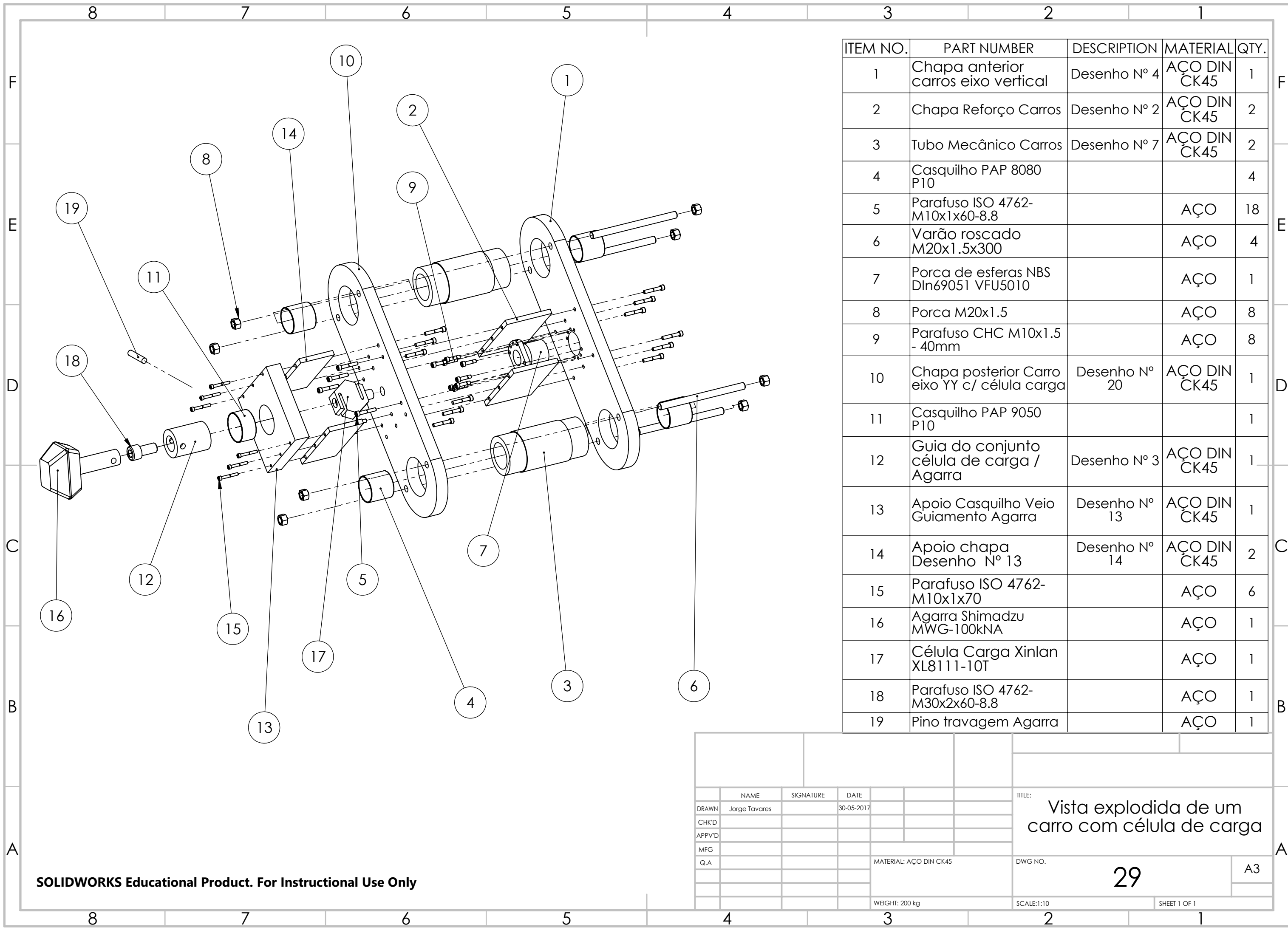


Toleranciamento ISO 8015
Tolerâncias Gerais ISO 2768 - mK



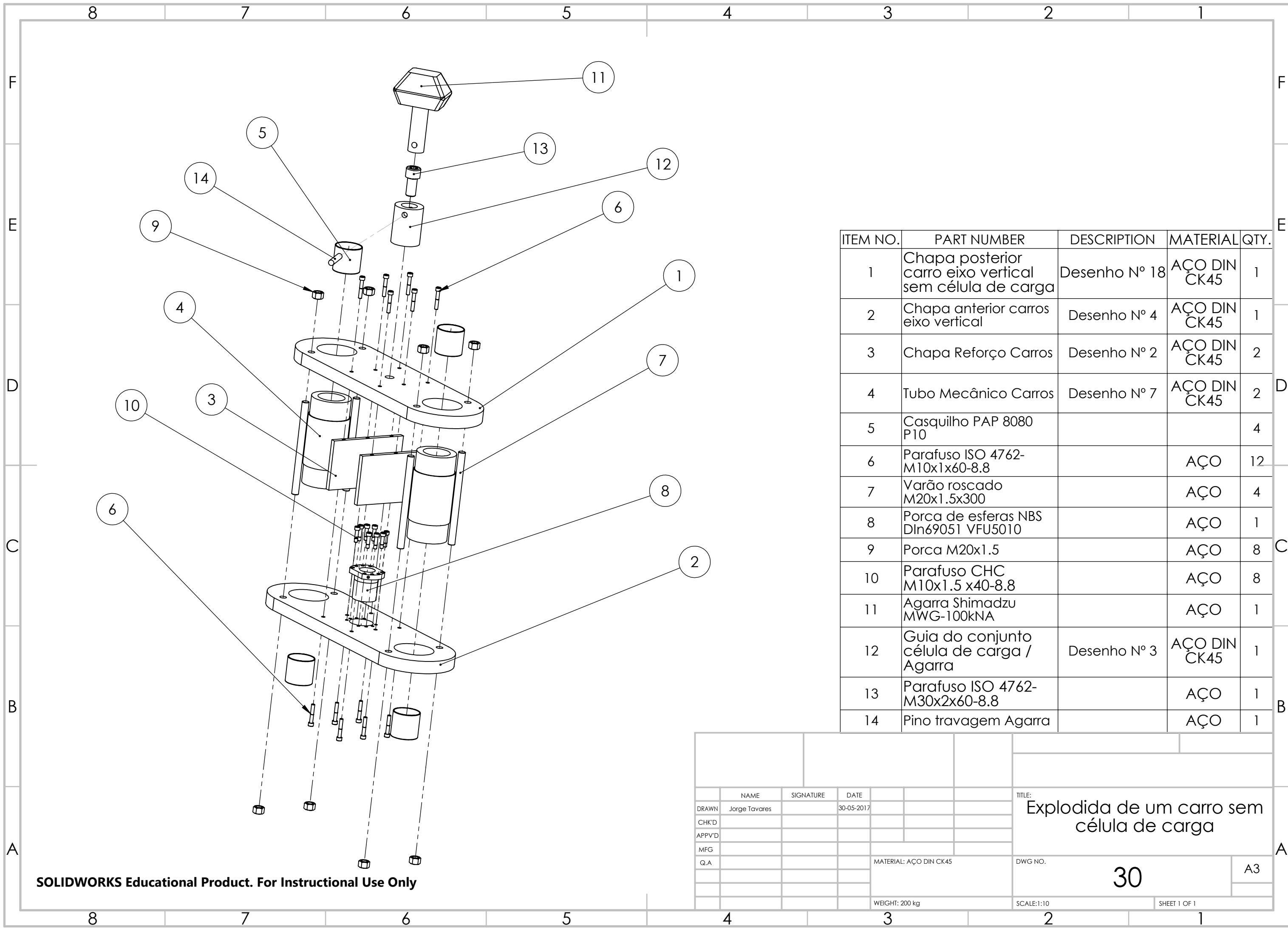
	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	Jorge Tavares		19-05-2017		
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL: AÇO DIN CK45	
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only					
				WEIGHT: 9,4 kg	

TITLE:		Fuso de esferas NBS DIN 69051 SR5010 para carro sem célula carga	
DWG NO.	27		A4
SCALE: 1:5		SHEET 1 OF 1	



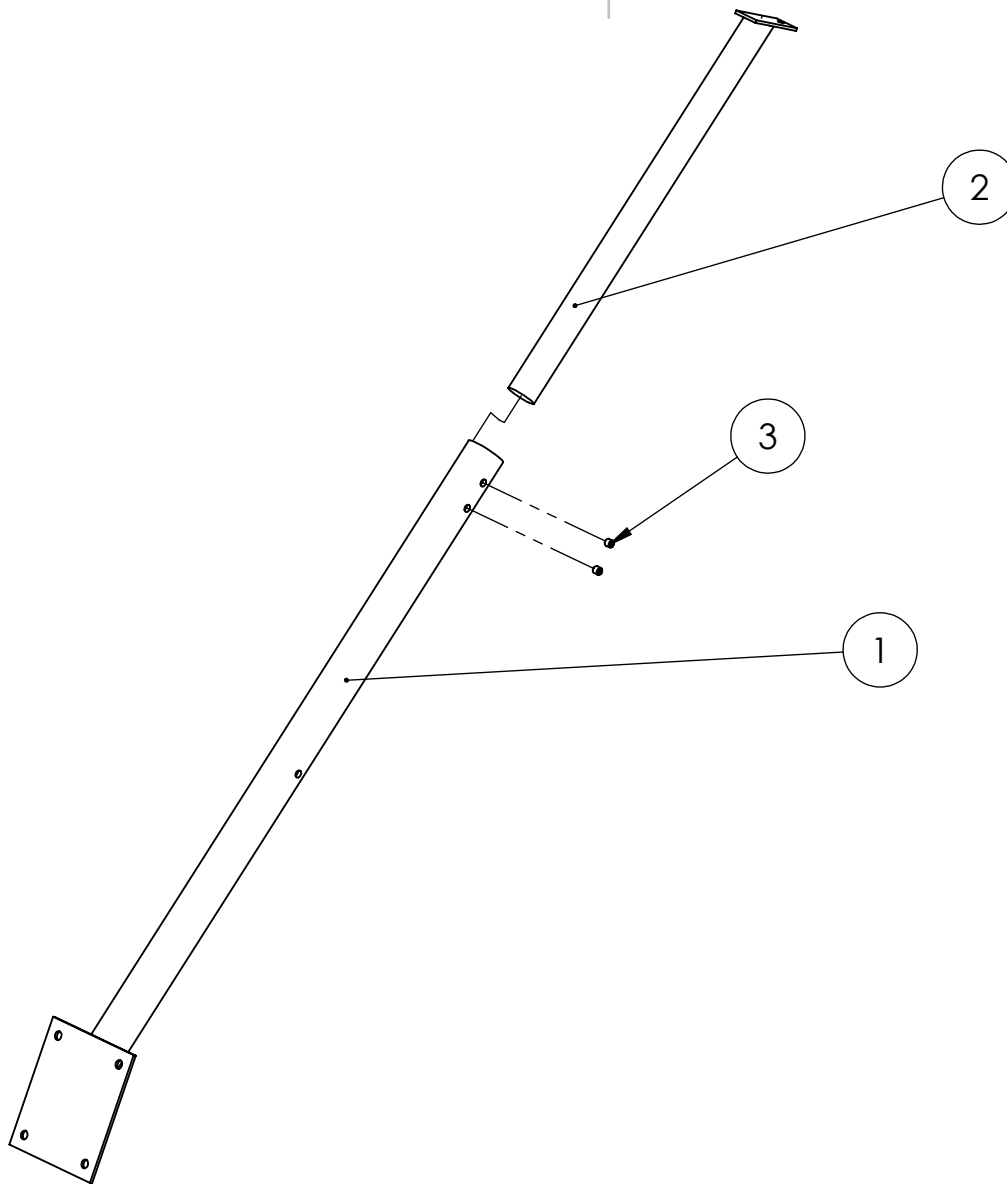
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL	QTY.
1	Chapa anterior carros eixo vertical	Desenho Nº 4	AÇO DIN ÇK45	1
2	Chapa Reforço Carros	Desenho Nº 2	AÇO DIN ÇK45	2
3	Tubo Mecânico Carros	Desenho Nº 7	AÇO DIN ÇK45	2
4	Casquilho PAP 8080 P10			4
5	Parafuso ISO 4762- M10x1x60-8.8		AÇO	18
6	Varão roscado M20x1.5x300		AÇO	4
7	Porca de esferas NBS Dln69051 VFU5010		AÇO	1
8	Porca M20x1.5		AÇO	8
9	Parafuso CHC M10x1.5 - 40mm		AÇO	8
10	Chapa posterior Carro eixo YY c/ célula carga	Desenho Nº 20	AÇO DIN ÇK45	1
11	Casquilho PAP 9050 P10			1
12	Guia do conjunto célula de carga / Agarra	Desenho Nº 3	AÇO DIN ÇK45	1
13	Apoio Casquilho Veio Guiamento Agarra	Desenho Nº 13	AÇO DIN ÇK45	1
14	Apoio chapa Desenho Nº 13	Desenho Nº 14	AÇO DIN ÇK45	2
15	Parafuso ISO 4762- M10x1x70		AÇO	6
16	Agarra Shimadzu MWG-100kNA		AÇO	1
17	Célula Carga Xinlan XL8111-10T		AÇO	1
18	Parafuso ISO 4762- M30x2x60-8.8		AÇO	1
19	Pino travagem Agarra		AÇO	1

	NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE:		
DRAWN	Jorge Tavares		30-05-2017			Vista explodida de um carro com célula de carga		
CHK'D								
APP'VD								
MFG								
Q.A								
				MATERIAL: AÇO DIN CK45		DWG NO.		29
				WEIGHT: 200 kg		SCALE:1:10		SHEET 1 OF 1



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL	QTY.
1	Chapa posterior carro eixo vertical sem célula de carga	Desenho N° 18	AÇO DIN CK45	1
2	Chapa anterior carros eixo vertical	Desenho N° 4	AÇO DIN CK45	1
3	Chapa Reforço Carros	Desenho N° 2	AÇO DIN CK45	2
4	Tubo Mecânico Carros	Desenho N° 7	AÇO DIN CK45	2
5	Casquilho PAP 8080 P10			4
6	Parafuso ISO 4762- M10x1x60-8.8		AÇO	12
7	Varão roscado M20x1.5x300		AÇO	4
8	Porca de esferas NBS Dln69051 VFU5010		AÇO	1
9	Porca M20x1.5		AÇO	8
10	Parafuso CHC M10x1.5 x40-8.8		AÇO	8
11	Agarra Shimadzu MWG-100kNA		AÇO	1
12	Guia do conjunto célula de carga / Agarra	Desenho N° 3	AÇO DIN CK45	1
13	Parafuso ISO 4762- M30x2x60-8.8		AÇO	1
14	Pino travagem Agarra		AÇO	1

	NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE:	
DRAWN	Jorge Tavares		30-05-2017			Explodida de um carro sem célula de carga	
CHK'D							
APPV'D							
MFG							
Q.A							
				MATERIAL: AÇO DIN CK45		DWG NO.	A3
				WEIGHT: 200 kg		SCALE:1:10	SHEET 1 OF 1



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL	QTY.
1	Suporte Vídeo-Extensómetro	Desenho N° 10	AÇO S235	1
2	Varão Suporte Vídeo-Extensómetro	Desenho N° 11	AÇO S235	1
3	Parafuso ISO 4026-M5x0.8x5		AÇO	2

NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN Jorge Tavares		19-05-2017
CHK'D		
APPV'D		
MFG		
Q.A		

TITLE: Eplodida Suporte Vídeo-Extensómetro

DWG NO.

31

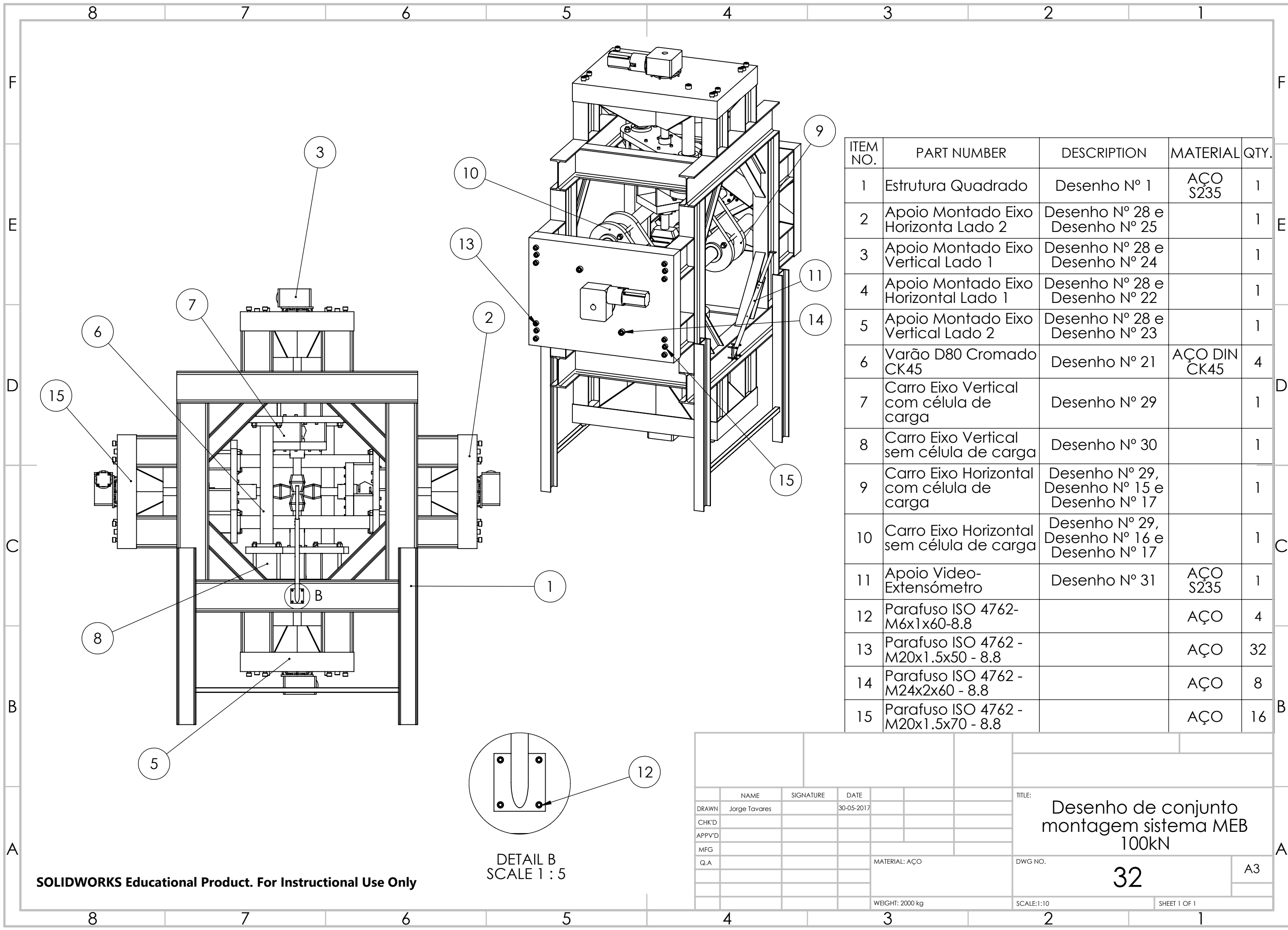
A4

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

WEIGHT: 3 kg

SCALE:1:5

SHEET 1 OF 1



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL	QTY.
1	Estrutura Quadrado	Desenho N° 1	AÇO S235	1
2	Apoio Montado Eixo Horizontal Lado 2	Desenho N° 28 e Desenho N° 25		1
3	Apoio Montado Eixo Vertical Lado 1	Desenho N° 28 e Desenho N° 24		1
4	Apoio Montado Eixo Horizontal Lado 1	Desenho N° 28 e Desenho N° 22		1
5	Apoio Montado Eixo Vertical Lado 2	Desenho N° 28 e Desenho N° 23		1
6	Varão D80 Cromado CK45	Desenho N° 21	AÇO DIN CK45	4
7	Carro Eixo Vertical com célula de carga	Desenho N° 29		1
8	Carro Eixo Vertical sem célula de carga	Desenho N° 30		1
9	Carro Eixo Horizontal com célula de carga	Desenho N° 29, Desenho N° 15 e Desenho N° 17		1
10	Carro Eixo Horizontal sem célula de carga	Desenho N° 29, Desenho N° 16 e Desenho N° 17		1
11	Apoio Video-Extensômetro	Desenho N° 31	AÇO S235	1
12	Parafuso ISO 4762-M6x1x60-8.8		AÇO	4
13	Parafuso ISO 4762 - M20x1.5x50 - 8.8		AÇO	32
14	Parafuso ISO 4762 - M24x2x60 - 8.8		AÇO	8
15	Parafuso ISO 4762 - M20x1.5x70 - 8.8		AÇO	16

NAME				SIGNATURE		DATE		TITLE:	
DRAWN Jorge Tavares						30-05-2017		Desenho de conjunto montagem sistema MEB 100kN	
CHK'D								DWG NO.	
APPV'D								32	
MFG								A3	
Q.A						MATERIAL: AÇO		SHEET 1 OF 1	
						WEIGHT: 2000 kg		SCALE:1:10	

DETAIL B
SCALE 1 : 5